LUCIAN BAGIU

TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE

HELICON

Scanned with OKEN Scanner

TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE

Scanned with OKEN Scanner

PREFAȚĂ

Lucrarea, tratează subiectele aferente într-o manieră care contribuie la actualizarea ei, participând activ la ridicarea calității produselor. Dintre factorii care contribuie la asigurarea calității, nu poate fi omis cel ce tratează subiectul referitor la precizia de prelucrare a pieselor perechi.

Sunt expuse principii originale de interpretare a câmpurilor de toleranță: pe de o parte, tendința lor de a se micșora ca efect natural și spontan, și imposibil de a fi stăpânit, iar pe de altă parte se analizează migrația preferențială a dimensiunilor efective în cadrul domeniilor de dispersie admisibile. Sunt indicate metode originale, analitice de proiectare a grupelor și felurilor de ajustaj și a preciziei acestora. De asemenea, i se pun la îndemână proiectantului metode analitice de corecții, care previn compensator tendințele mai sus amintite, manifestate de abaterile efective ale dimensiunilor.

Se fac referiri anticipativ-predictive, ale evoluției tehnologiei de prelucrare în domeniul lucrărilor de precizie, în sensul prognozei asupra dezvoltării istorice ale posibilității de creștere a preciziei de prelucrare. Soluțiile care se dau în lucrare sunt dependente de condițiile concrete ale capacității de precizie de prelucrare, care variază în timp și sunt diferite în funcție de baremul posibil realizabil de fiecare unitate productivă în parte. Capacitățile de adresă la diferite grade de precizie variază, în primul rând, în funcție de fenomenul istoric de dezvoltare al tehnicii – în general – aproape similar cu fenomenul din domeniul biologic de filogeneză.

În al doilea rând, accesul la precizia de prelucrare este dependent (la un moment dat) de gradul de dezvoltare al mașinii prelucrătoare. Din

Scanned with OKEN Scanner

analiza dezvoltării calităților individuale se vor da indicații asupra noțiunii de ontogeneză a mașinii (forma individuală care face notă distinctă în decursul procesului de filogeneză).

Termenii împrumutați din lexicul privind fenomenele biologice sunt considerați de autor ca fiind deosebit de proprii, în principiu cu condițiile referitoare la precizia de prelucrare a pieselor în construcția de mașini. (Prin filogeneză se înțelege dezvoltarea istorică a speciei – în cazul nostru, cu aproximație de cuvinte, tehnica și tehnologia de prelucrare. Prin ontogeneză se înțelege dezvoltarea individului – în cazul nostru mașinile-unelte prelucrătoare).

Lucrarea se adresează inginerilor mecanici, electromecanici, mecanici-agricoli în activitatea lor de proiectare. Este deosebit de utilă pentru stabilirea tehnologiei de prelucrare și a controlului de calitate a pieselor. Un grad subliniat de accesibilitate îl au și studenții pregătiți în specialitățile enumerate mai sus.

Autorul consideră de datoria sa să mulțumească domnilor asistenți doctoranzi ing. Dorin Vasi și ing. Claudiu Treaba, care au contribuit substanțial la edificarea majorității părții grafice, precum și în activitatea de ordonare a materialului.

În mod deosebit autorul își exprimă gratitudinea față de toți colegii specialiști care au intervenit cu observații creatoare în domeniile cu specific limitrof al disciplinelor.

Fără îndoială, orice realizare umană este perfectibilă, mai ales în cazul specificului și extensiei lucrării de față. Pentru observațiile critice ulterioare, ce se vor face în scopul îmbunătățirii conținutului și formei lucrării, aduc asigurări ale unei profunde recunoștințe și adresez mulțumiri anticipate.

A u t o r u l

Scanned with OKEN Scanner

INTRODUCERE

În industria constructoare de maşini, acţiunea care conduce la satisfacerea scopului urmărit, cel al materializării obiectivului final – maşină, aparat, mecanism – presupune parcurgerea cronologică a mai multor etape. Acestea se desfăşoară începând cu procesul de proiectare, cel de tehnologie, urmat de cel al fabricării şi sfârşind cu procesul de montaj, în urma căruia s-a epuizat întregul ciclu, de la gândire la valorificarea ei sub forma materializată a obiectivului urmărit. Proiectarea, cu toate părţile ei componente, constituie un proces complex, combinat de analiză şi sinteză, interpretarea făcându-se prin desfăşurarea fazelor de la general la particular. Acţiunile următoare, conţinute în procesul de fabricaţie, au specificul unei lucrări de sinteză, în componenţa căreia obiectivele particularizate prin procesul anterior de analiză, suferă trecerea la forma generalizată.

Calitatea integrală a rezultatului materializat, este dependentă de calităţile în parte ale fiecărui element care a constituit obiectivul particularizărilor analizei efectuate aprioric. Cu alte cuvinte calitatea produsului industrial finit, este dependentă de calităţile integrate ale elementelor constitutive. În construcţia de maşini certificatul de calitate al produsului finit este dat de ansamblul valorilor unei serii de parametri mecanici, fizici, geometrici etc.

O piesă sau un organ de maşină trebuie să îndeplinească un anumit rol funcţional într-un ansamblu, sau mai bine zis într-o înlănţuire pe care o formează cu piesa pereche – cu care vine în contact imediat – şi cu piesele sau perechile de piese, cu care ajunge în contact mijlocit. În acest scop, în primă fază, piesele sunt sub forma unor corpuri geometrice având anumite caracteristici ideale ale formei şi poziţiei reciproce ale suprafeţelor care generează geometria lor şi ale dimensiunilor care le caracterizează ca mărime. Suprafeţele sunt plane, cilindrice, conice, sferice sau de formă oarecare, iar dimensiunile care le situează la o anumită valoare a reciprocităţii de poziţie vor fi determinate de o serie de factori

Scanned with OKEN Scanner

dependenţi de condiţiile funcţionale, de cele de rezistenţă a materialului folosit, de cele constructive, de gabarit şi de estetică. Toate acestea sunt stabilite în procesul de creaţie pe care îl desfăşoară subiectul avizat, specializat în domeniul respectiv în cadrul procesului de învăţământ şi în cel al practicii profesionale. Este activitatea în cadrul căreia se desfăşoară fenomenul de transfer al inteligenţei, de valorificare a acesteia, în domeniul bunurilor materiale.

Revenind la factorii care situează piesele pe scara valorilor determinate sub raportul calităţilor lor, în rândurile de faţă, pentru a putea recurge la unele exemplificări, va fi necesară tratarea anticipată a unor noţiuni asupra cărora se va reveni în detaliu în continuare în cadrul capitolelor din lucrarea.

Este vorba de faptul că piesele perechi, în urma procesului de montaj, urmează să îndeplinească un anumit rol funcţional, să-şi ofere în mod reciproc posibilităţi de a funcţiona mobil (într-un anumit grad de mobilitate), sau fix (într-un anumit grad de fixare), astfel pe lângă forma conjugată pe care trebuie să o aibă fiecare în parte, trebuie să se situeze la un anumit raport al dimensiunilor de contact. Proiectantul stabileşte valoarea raportului dimensiunilor de contact, în concordanţă cu principiile impuse de funcţionalitate, acordând pieselor perechi forme şi dimensiuni anumite, pentru a le face capabile de responsabilitatea cu care le investeşte faţă de gradul de libertate pe care urmează să şi-l confere reciproc.

Se stabileşte deci că această "mutualitate funcţională" este dependentă de raportul dimensiunilor de contact ale pieselor împerecheate. Dimensiunile stabilite în imediată instanţă, prin proiectare, vor avea valori ideale, ele vor determina şi generarea unor suprafeţe cu forme ideale. Trecându-se la executarea acestor piese, datorită influenţei unui număr foarte mare de factori obiectivi şi subiectivi, realizarea riguroasă a dimensiunilor prescrise nu este posibilă. De asemenea forma rezultată nu este cea geometric ideală. Suprafaţa reală, care mărgineşte corpul, rezultat prin prelucrare şi îl separă de mediul înconjurător, nu este aceeaşi cu cea care ne-am imaginat-o la proiectare. Experienţa a dovedit însă, că un organ de maşină funcţionează în condiţiile scontate şi în cazul în care în urma prelucrării sale, dimensiunile au rezultat cu anumite abateri efective.

Ţinând seama de acestea şi garantând realizarea scopului final, cel al asigurării funcţionării corecte a maşinilor, proiectantul trebuie să stabilească pentru parametrii care caracterizează piesa, anumite abateri admisibile. După cum vor fi stabilite valorile abaterilor, vor fi satisfăcute condiţiile de calitate (care vor fi cu atât mai subliniate, cu cât domeniul prescris pentru abateri va fi mai mic), sau cele de care depinde factorul economic (care va fi cu atât mai satisfăcut, cu cât domeniul prescris pentru abateri va fi mai larg).

Scanned with OKEN Scanner

În situaţia în care se admite ca piesa să aibă "derogări" de la dimensiunile şi formele teoretice, apare noţiunea de *precizie de prelucrare*, prin care se înţelege gradul de apropiere şi de asemănare dintre parametrii obţinuţi pe piesa materializată şi cei prescrişi prin proiectare. (Definiţia are un caracter general, fapt pentru care posedă un subliniat aspect calitativ. Interpretări cantitative ale noţiunilor de precizie de prelucrare vor fi făcute pentru fiecare caz în parte).

Deoarece piesele posedă o serie de caracteristici independente sub aspect definitoriu, şi precizia prelucrării lor va fi interpretată din punctul de vedere al fiecărei caracteristici. Acestea vor fi:

– precizia dimensiunilor:
– precizia formei geometrice;
– precizia poziţiei reciproce a axelor şi a suprafeţelor pieselor (a liniilor);
– precizia netezimii suprafeţelor.

Toate aceste patru părţi componente ale noţiunii de precizie de prelucrare vor fi tratate separat în cadrul lucrării de faţă şi concomitent se va pătrunde în detaliile domeniilor şi modalităţilor de aplicare a lor. În acest sens vor fi arătate metodele care stabilesc valorile abaterilor menţionate, astfel încât să se obţină un maximum de aport calitativ în limitele unui cost minim.

Scanned with OKEN Scanner

CAPITOLUL 1

PRECIZIA PRELUCRĂRII PIESELOR

După cum s-a văzut din partea introductivă la prelucrarea unei piese se ţine seama de patru caracteristici independente. Se ia spre exemplu un arbore cotit, având două fusuri paliere şi un fus maneton (fig. 1.1). La proiectarea lui în baza unor considerări bine determinate, se stabilesc o serie de dimensiuni ca: $\varnothing_1$; $\varnothing_2$; l_1; l_2; etc.

Partea care tratează problemele legate de precizia acestor parametri, va fi cuprinsă în subcapitolul 1.1 şi va purta titlul de "precizia dimensiunilor". Piesa fiind alcătuită dintr-o combinaţie de corpuri geometrice, acestea fiind, fie corpuri de revoluţie, fie delimitate de suprafeţele plane (poliedrii), urmează a fi stabilite preciziile geometriei acestor corpuri. Spre exemplu în secţiunea AA' (într-un plan perpendicular pe axa geometrică), forma rezultată este cea circulară. Acelaşi palier în secţiunea *BB'* (cu un plan meridian), va avea teoretic, rectilinitate şi paralelism pentru cele două poziţii ale generatoarei cilindrului respectiv. Partea care tratează abaterile de la forma geometrică şi stabilirea valorilor maxime ale acestora, va fi cuprinsă în subcapitolul 1.2, şi va purta titlul de „precizia geometrică".

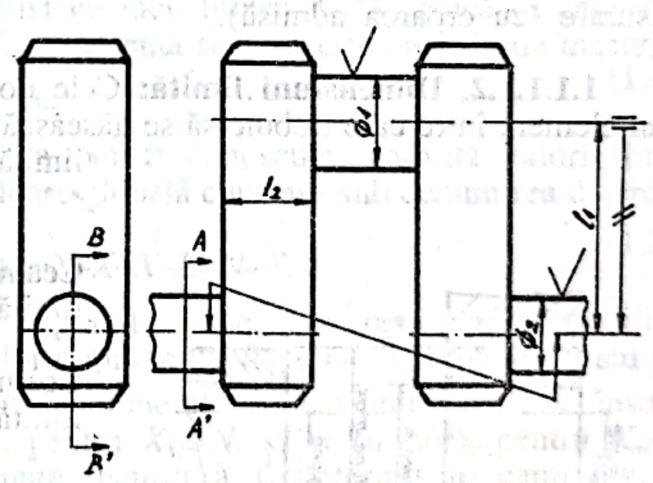


Fig. 1.1. Exemple ale unor norme de precizie de prelucrare.

Scanned with OKEN Scanner

Pe lângă cele două caracteristici de precizie, în general la piese se observă și o dependență a poziției reciproce a axelor și a suprafețelor. În cazul exemplificat, ca și criteriu de poziție nominalizată, se va impune un paralelism al axelor geometrice ale fusurilor paliere cu axa geometrică a fusului maneton. De asemenea este condiționată poziția confundată a axelor geometrice ale fusurilor paliere (poziția coaxială). Partea care tratează abaterile de poziție și stabilirea valorilor lor maxime va fi cuprinsă în subcapitolul 1.3, și poartă titlul de „precizia poziției reciproce a liniilor" (accepție ca termen generic).

În sfârșit, fiecărei piese îi sunt proprii anumite suprafețe care urmează să ajungă în contact prin împerechere, în cazul exemplului anterior, suprafețele laterale ale fusurilor paliere și a manetoanelor. Acestea sunt caracterizate de o anumită netezime. Partea care are drept obiect de stabilire a valorilor maximale a rugozității suprafețelor, este tratată în subcapitolul 1.4, având titlul de „precizia netezimii suprafețelor".

Aceste patru subcapitole sunt tratate în continuare:

1.1. Precizia dimensiunilor

1.1.1. Dimensiuni. Terminologie (STAS 8100-88)

1.1.1.1. Dimensiune: Număr exprimând, în unitatea de măsură aleasă, valoarea numerică a unei lungimi. Dimensiunea înscrisă pe un desen este denumită cotă.

1.1.1.1.1. Dimensiune efectivă: Dimensiunea unui element obținut prin măsurare (cu eroarea admisă).

1.1.1.1.2. Dimensiuni limită: Cele două dimensiuni extreme admise ale unui element între care trebuie să se găsească dimensiunea efectivă, dimensiunile limită fiind incluse.

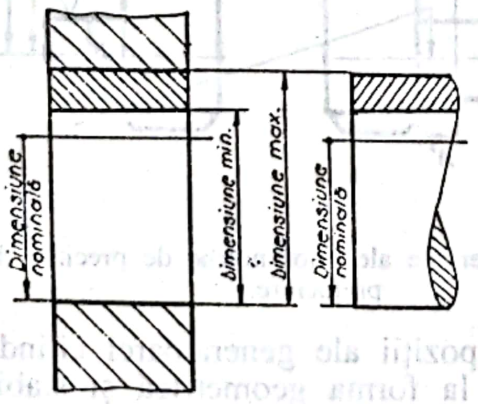


Fig. 1.2. Dimensiuni la alezaj și arbore.

1.1.1.1.3. Dimensiune maximă: Cea mai mare dintre cele două dimensiuni limită (fig. 1.2).

1.1.1.1.4. Dimensiune minimă: Cea mai mică dintre cele două dimensiuni limită (fig. 1.2).

1.1.1.1.5. Dimensiune nominală: Dimensiune față de care sunt definite dimensiunile limită, obținute prin aplicarea abaterilor limită (fig. 1.2).

Observație: Dimensiunea nominală poate fi un număr întreg sau un număr zecimal. Exemple: 32; 15; 8,75; 0,75 etc.

Scanned with OKEN Scanner

Dimensiunea este deci un număr care exprimă în unitatea de măsură aleasă valoarea numerică a unei lungimi, ca este parametrul geometric liniar care determină mărimea piesei, distanţa dintre axele şi suprafeţele ei şi distanţa unei piese faţă de alta. Dimensiunile rezultă din condiţiile funcţionale, constructive, de gabarit, din calculul de rezistenţă în secţiunile importante, în urma calculului lanţului de dimensiuni, etc. Ele au valori absolute, întregi sau zecimale (se recomandă rotunjirea lor la cifra imediat superioară cuprinsă în şirul numerelor normale, „Dimensiuni liniare normale").

Aceste valori sunt trecute pe desen, de-a lungul liniei de cotă şi poartă denumirea de „cote".

Prin dimensiune nominală N, se înţelege deci valoarea luată ca bază pentru a caracteriza o cotă a piesei (indiferentă faţă de diferenţele admise datorită imperfecţiunilor de execuţie şi de măsurare, sau faţă de condiţiile admise pentru asigurarea unui anumit caracter al asamblării) fiind mărimea faţă de care se definesc dimensiunile limită.

În fig. 1.3. este reprezentată schema de principiu a unui arbore, căruia iniţial i s-a prevăzut cota nominală N.

După prelucrare arborele rezultă la o cotă reală X care poate să fie: $X \gtrless N$ şi anume în cele două cazuri, ia valorile: X_M sau X_m. Diferenţa dintre X şi N, se datoreşte erorilor de prelucrare cuprinse în totalitatea lor în valoarea:

$$\Delta_p = N - X. \tag{1.1.1}$$

De-a lungul acestei dimensiuni reale X, se va face măsurarea cu ajutorul unui mijloc oarecare de măsurare. Aparatul va da indicaţii afectate de erorile care îi sunt caracteristice, de cele care însoţesc metoda de măsurare şi de cele datorate parametrilor însoţitori. Valoarea indicată de aparat, se numeşte dimensiune efectivă E. Aceasta satisface inegalitatea $E \gtrless X$, adică în cele două cazuri în care ia valorile: E_M sau E_m. Diferenţa se datoreşte erorilor de măsurare:

$$\Delta_m = X - E. \tag{1.1.2}$$

Cele două erori Δ_p şi Δ_m, nu pot fi cunoscute, datorită valorii lui X (necunoscut). Se va determina o valoare globală cuprinsă sub denumirea de eroare tehnică, Δ_t:

$$\Delta_t = \Delta_p + \Delta_m = N - X + X - E = N - E, \tag{1.1.3}$$

Se efectuează un număr multiplu de piese, prin respectarea condiţiilor impuse apriori. Analiza dimensiunilor obţinute conduce la concluziile de mai jos:

Din figura 1.3, rezultă valorile extreme ale dimensiunilor reale X, însoţite de simbolurile literale M (major), pentru $X_M > N$, şi m (minor), pentru $X_m < N$. Dimensiunile reale X sunt percepute, pentru a fi determinate cantitativ, de sistemele palpatoare ale mijloacelor de măsurare, care dau indicaţii sub formă de mărimi efective E. Şi acestea vor fi însoţite de simbolurile literale stabilite în mod convenţional în felul următor: E_{MM}, valoarea efectivă majoră (M), provenită prin măsurarea dimensiunii reale majore (X_M). Se respectă relaţia, $E_{MM} > X_M$; E_{mM}, valoarea efectivă minoră (m), provenită prin măsurarea dimensiunii majore (X_M). Se respectă relaţia, $E_{mM} < X_M$; E_{Mm}, valoarea efectivă

Scanned with OKEN Scanner

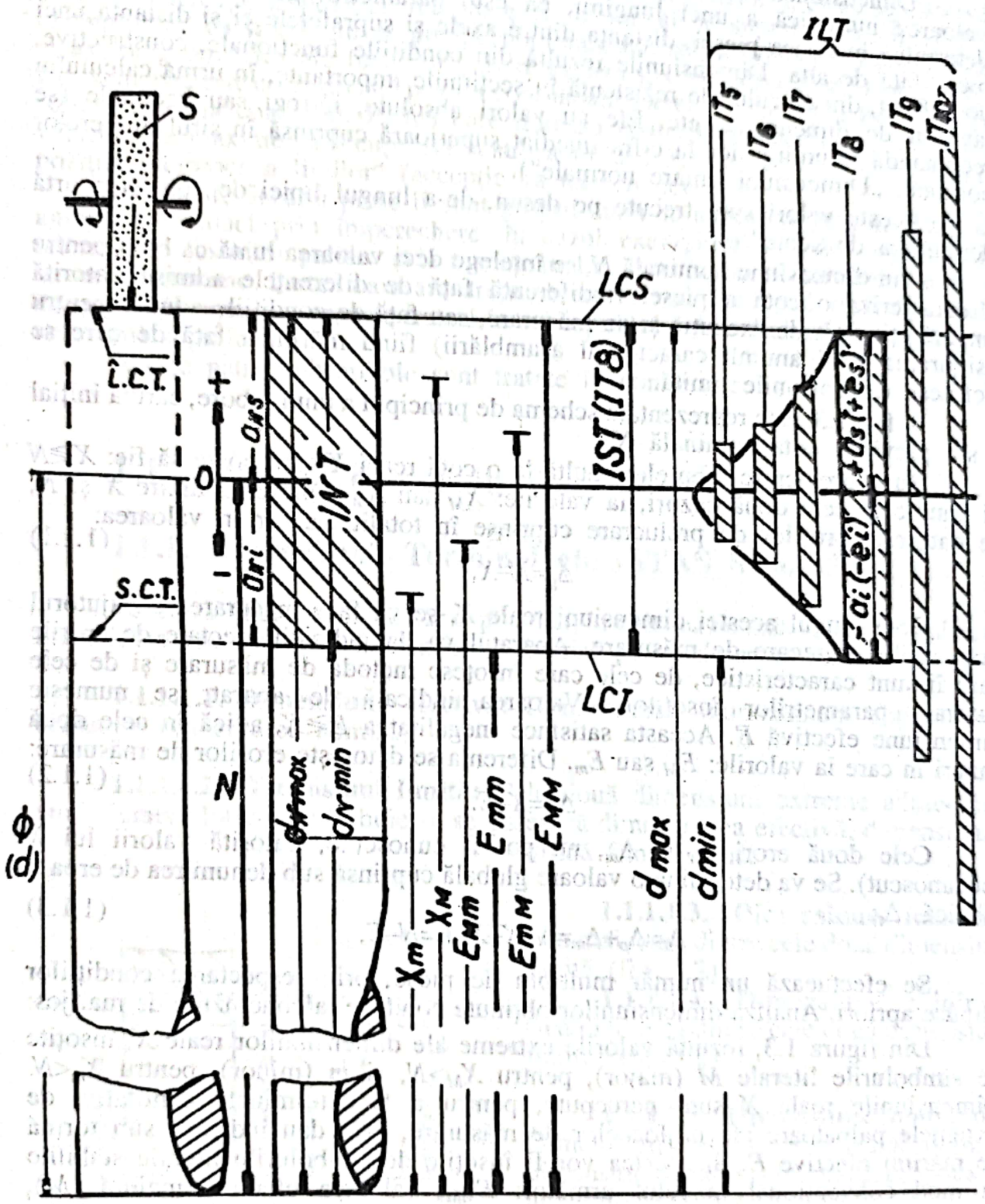


Fig. 1.3

Scanned with OKEN Scanner

majoră (M), provenită prin măsurarea dimensiunii reale minore (m). Se respectă relaţia $E_{Mm} > X_m$; E_{mm}, valoarea efectivă minoră (m), provenită prin măsurarea dimensiunii reale minore (m). Se respectă relaţia, $E_{mm} < X_m$;

Se stabileşte şirul cascadei de inegalităţi:

$$E_{MM} > E_{mM} \gtrless E_{Mm} > E_{mm}, \qquad (1.1.4)$$

valorile extreme (E_{MM} şi E_{mm}), constituind poziţii limită ale unui domeniu de dispersie natural ($\mathcal{N}$), sau al unui interval natural de toleranţă INT, cu valoarea:

$$INT = E_{MM} - E_{mm} \qquad (1.1.5)$$

Din (fig. 1.3.), rezultă ca date iniţiale ale problemei, un arbore cu diametrul Ø sau d, prelucrat cu scula S. Diametrul notat cu Ø sau d, constituie cota nominală N, de la care se măsoară abaterile. Cotei nominale îi sunt proprii şi denumirile de cotă de referinţă sau cotă de zero, de la care abaterile se măsoară convenţional ca fiind cu valori > 0, deasupra liniei, cu valori < 0 dedesubtul liniei şi având valori = 0 pe linie. În cuprinsul câmpului de toleranţă apar în cazul dat, cele două abateri: abaterea naturală superioară $a_{\mathcal{N}S} > 0$, şi abaterea naturală inferioară $a_{\mathcal{N}I} < 0$. Vor lua naştere două dimensiuni limită extreme: diametrul natural maxim, $d_{\mathcal{N}max}$ şi diametrul natural minim $d_{\mathcal{N}min}$. Cunoscând că toleranţa unei valori oarecare este egală cu diferenţa valorilor extreme tolerate, $T_v = V_{max} - V_{min}$, în cazul analizat, $INT = d_{\mathcal{N}max} - d_{\mathcal{N}min}$. Cei doi diametri naturali se înlănţuie cu abaterile naturale prin relaţiile: $d_{\mathcal{N}max} = N + a_{\mathcal{N}S}$ şi $d_{\mathcal{N}min} = N + a_{\mathcal{N}I}$. În relaţia a doua $a_{\mathcal{N}I} < 0$, formulă devenind $d_{\mathcal{N}min} = N + (-a_{\mathcal{N}I})$. Toleranţa este egală şi cu diferenţa dintre cele două abateri (sau diferenţa dintre cei doi diametri:

$$INT = a_{\mathcal{N}S} - (-a_{\mathcal{N}I}) = a_{\mathcal{N}S} + a_{\mathcal{N}I} = d_{\mathcal{N}max} - d_{\mathcal{N}min} = N + a_{\mathcal{N}S} - [N + (-a_{\mathcal{N}I})] = a_{\mathcal{N}S} + a_{\mathcal{N}I} = d_{\mathcal{N}max} - d_{\mathcal{N}min}. \qquad (1.1.6)$$

În figura 1.3, în dreptul sculei prelucrătoare apar indicaţiile simbolice:

î.c.T: începutul câmpului de toleranţă, fiind locul în care (ne imaginăm) că scula ar pătrunde în câmpul de toleranţă şi,

s.c.T: sfârşitul câmpului de toleranţă, fiind locul în care (ne imaginăm) că scula ar depăşi câmpul de toleranţă. Aceste două noţiuni corespund definiţiilor referitoare la:

LCS: linia de control superioară şi,

LCI: linia de control inferioară.

Sistemul care constituie baza legalităţii criteriilor de elecţie în domeniul activităţii de proiectare a preciziei de prelucrare a pieselor în construcţia de maşini şi anume sistemul *ISO*, stabileşte intervale legale de toleranţe *ILT*, care sunt calculate în funcţie de N şi de clasele de precizie. În figură sunt reprezentate intervalele legiferate de toleranţă *IT5, IT6, IT7, IT8, IT9, IT10*. În practica proiectării preciziei de prelucrare a pieselor perechi, inginerul specialist determină câmpul de toleranţă optim trecându-l pe desen. Aceasta poartă denumirea de „intervalul specificat de toleranţă" (*IST*) în cazul exemplificat *IT8*. La stabilirea intervalului specificat de toleranţă se vor respecta două condiţii deosebit de riguros impuse: a) intervalul specificat să constituie soluţia optimă (vezi insistenţa

Scanned with OKEN Scanner

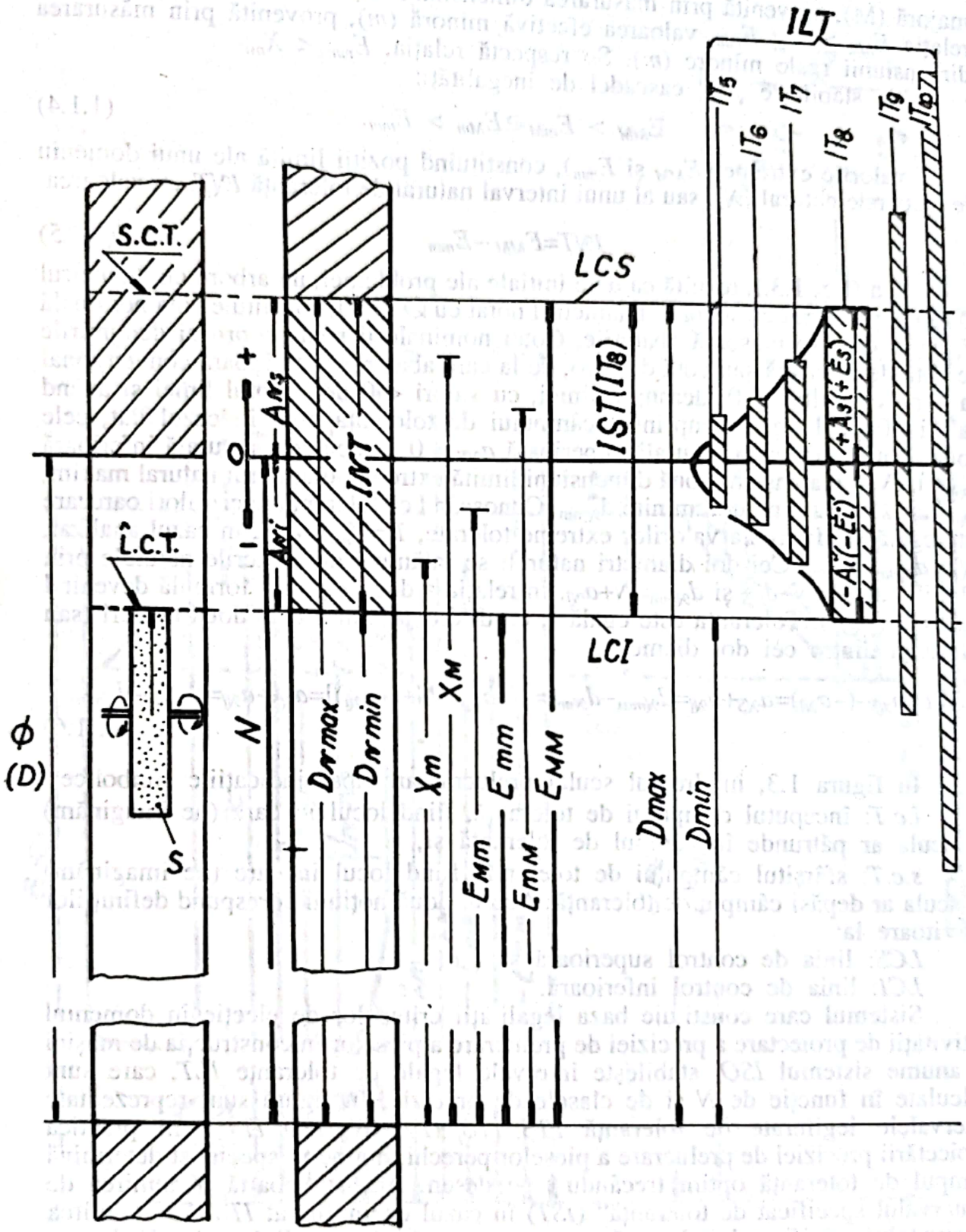


Fig. 1.4

Scanned with OKEN Scanner

obsesivă asupra condiției, în cadrul conținutului întregii lucrări, și b) intervalul specificat să fie mai mare, sau la limită egal cu intervalul natural de toleranță. Condiția apare cu o mai subliniată intuiție prin relația: $INT \leq IST$. Și această condiție este tratată pe larg în cadrul cazurilor care urmează. Relația se justifică și prin aceea că „intervalul natural de toleranță" (INT), reprezintă capacitatea de maximă posibilitate a mijlocului de prelucrare, referitoare la precizia de prelucrare. Este notă de „barem" de performanță maximă a mașinii prelucrătoare. La mașinile- unelte noi, parametrii de precizie sunt specificați în prospecte. Pentru asigurări suplimentare, absolut necesare, se efectuează probe, în condiții anumite, care constituie surse de referință asupra „palmaresului" mijlocului de prelucrat.

Odată stabilit intervalul specificat de toleranță (IST), acesta, pe proiect ia forma simbolului intervalului legiferat de toleranță (ILT) care stă la baza calculelor abaterilor, trecut fiind pe desen sub forma de IT_x, în care IT este abreviația din limba engleză a etimoanelor T (toleranță), I (internațională). Litera x, reprezintă numărul de ordine al claselor de precizie ISO. În cazul de față $IST=IT8$, care față de linia de referință (sau linia de zero) are abaterile *admisibile*: $a_s > 0$ și $a_i < 0$. Expresia admisibil apare datorită faptului că IT_x este un domeniu limitativ (admisibil).

$$IT8=a_s-(-a_i)=a_s+a_i=d_{max}-d_{min}.$$

$$d_{max}=N+a_s;\ d_{min}=N+a_i=N+(-a_i)=N-a_i,$$

când: $$IT8=N+a_s-(N-a_i)=a_s+a_i. \qquad (1.1.7)$$

În figura 1.4, este tratată aceeași problemă, însă pentru alezaj (perechea cuprinzătoare a piesei anterioare). Conținutul teoretic este identic cu cel tratat în cadrul figurii 1.3. Deosebirea de formă constă în indicațiile literale specifice alezajului care vor fi majuscule:

$$INT=DN_{max}-DN_{min}=AN_s-(-AN_i)=AN_s+AN_i$$

$$IST=IT8=A_s-(-A_i)=A_s+A_i=D_{max}-D_{min}. \qquad (1.1.8)$$

Observație generală: în standardul internațional pentru unificarea semantică a simbolurilor, s-au făcut următoarele propuneri de principiu (fără caracter restrictiv vezi cap. 2):

Toleranta: IT (din abreviația din limba engleză toleranța internațională); Abaterile cu E (pentru alezaj) și cu e (pentru arbore), de la „ecart", abatere în limba franceză. Simbolurile abaterilor sunt urmate de specificația S (superieur) sau i (inferieur): Es; Ei; es; ei. Autorul opiniază a folosi abreviațiile din limba română T_D: toleranța alezajului; T_d: toleranța arborelui; A_i: abaterea inferioară a alezajului; A_s: abaterea superioară a alezajului; a_i: abaterea inferioară a arborelui; a_s: abaterea superioară a arborelui. Se consideră măsura ca fiind firească. Atunci când se constituie legături internaționale se apreciază a fi lipsită de dificultate măsura adaptării la limbajul internațional stabilit de ISO.

De asemenea, în tot conținutul lucrării se vor folosi abreviații și simboluri decurgând din lexicul limbii române, proiectantul neîntâmpinând nici un

Scanned with OKEN Scanner

disconfort la echivalarea în limbaj internaţional *ISO* sau în orice altă limbă de circulaţie mondială. În capitolul 2 se dă un tabel cu denumirile în aceste limbi, conţinând caracteristicile şi parametrii principali ai lexicului specific acestei lucrări.

1.1.2. Abateri. Terminologie.

1.1.2.1. Abatere: Diferenţa algebrică între o dimensiune efectivă, maximă şi dimensiunea nominală corespunzătoare.

1.1.2.1.1. Abaterea efectivă: Diferenţa algebrică dintre dimensiunea efectivă şi dimensiunea nominală corespunzătoare.

1.1.2.1.2. Abateri limită: Cele două abateri (superioară şi inferioară) obţinute ca diferenţe algebrice dintre dimensiunile limită şi dimensiunea nominală corespunzătoare.

1.1.2.1.3. Abaterea superioară: (E_S, e_S) abreviat, limba română A_S; a_S. Diferenţa algebrică între dimensiunea maximă şi dimensiunea nominală corespunzătoare (fig. 1.5).

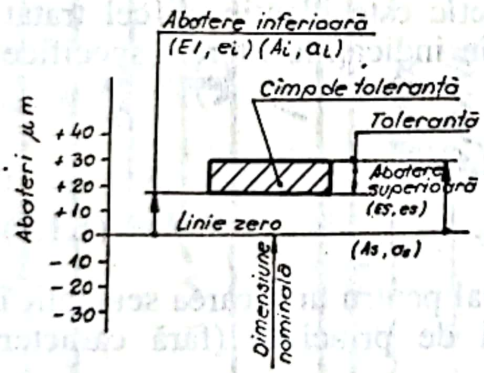


Fig. 1.5. Abateri.

1.1.2.1.4. Abaterea inferioară (E_i, e_i) abreviaţii, limba română A_i; a_i. Diferenţa algebrică între dimensiunea minimă şi dimensiunea nominală corespunzătoare (fig. 1.5).

Observaţie: Simbolurile abaterilor sunt scrise cu litere mari în cazul dimensiunilor pentru elemente tip alezaj E (A) şi cu litere mici e (a) în cazul dimensiunilor pentru elemente tip arbore.

1.1.2.1.5. Abatere fundamentală: Dintre cele două abateri limită, cea aleasă convenţional pentru definirea poziţiei câmpului de toleranţă în raport cu linia zero (fig. 1.5).

Linia zero: Dreapta care, în reprezentare grafică a toleranţelor şi ajustajelor, corespunde dimensiunii nominale faţă de care sunt reprezentate abaterile (fig. 1.5).

Prin convenţie, în cazul în care linia zero este trasată orizontal, abaterile pozitive se situează deasupra ei, iar cele negative dedesubtul ei (fig. 1.5).

Prin denumirea generică de abatere, se înţelege deci, valoarea care rezultă din diferenţa algebrică dintre o dimensiune şi valoarea nominală a acesteia. Primul termen al diferenţei fiind de diferite naturi, drept consecinţă şi abaterile vor fi diferite:

– abatere de prelucrare care are valoarea:

$$Ap=\Delta p=N-X;$$

Scanned with OKEN Scanner

– abatere efectivă: rezultat al diferenței algebrice dintre dimensiunea efectivă și dimensiunea nominală

$$(A_e=E-N);$$

– abateri limită (abateri admisibile) prin care se înțeleg cele două abateri (superioară și inferioară, $\mathcal{A}_s$, rrespectiv $\mathcal{A}_i$) obținute ca diferențe algebrice dintre dimensiunile limită admisibile și dimensiunea nominală:

$(a_s=d_{max}-N,\ a_i=d_{min}-N)$ în cazul arborelui, și

$(A_s=D_{max}-N,\ A_i=D_{min}-N)$ în cazul alezajului.

Ținând seama de cele două abateri, care se stabilesc astfel încât să cuprindă valoarea erorii tehnice, vor apărea pentru piesă două dimensiuni limită admisibile ale diametrului lor:

$$d_{max}=N+a_s, \quad \text{și} \quad D_{max}=N+A_s, \tag{1.1.9}$$

$$d_{min}=N+a_i, \quad D_{min}=N+A_i. \tag{1.1.10}$$

Atât abaterea efectivă, cât și cele admisibile, pot să fie pozitive, negative sau egale cu zero.

După cum dimensiunea efectivă E, trebuie să fie cuprinsă între dimensiunile limită admisibile:

$$d_{max} \geq E \geq d_{min}, \quad \text{și} \quad D_{max} \geq E \geq D_{min}, \tag{1.1.11}$$

tot așa și abaterea efectivă $\mathcal{A}_e$, va trebui să fie cuprinsă între abaterile limită admisibile:

$$A_s \geq A_e \geq A_i, \text{ și } a_s \geq a_e \geq a_i, \tag{1.1.12}$$

în care abaterile admisibile au următoarele valori:

$$A_s=D_{max}-N, \quad a_s=d_{max}-N, \tag{1.1.13}$$

și

$$A_i=D_{min}-N, \quad a_i=d_{min}-N. \tag{1.1.14}$$

Rezultă ca diferență dintre, $\mathcal{D}_{max}$ (valoarea maximum admisibilă a lui E) și $\mathcal{D}_{min}$ (valoarea minimum admisibilă a lui E), un domeniu de dispersie admisibil pentru variația dimensiunii efective. Acesta se numește câmp de toleranță sau toleranță T.

1.1.3. Toleranțe, terminologie

1.1.3.1. Toleranță: Diferența dintre dimensiunea maximă și dimensiunea minimă, sau valoarea absolută a diferenței algebrice dintre abaterea superioară și abaterea inferioară.

Observație: Toleranța este exprimată printr-un număr absolut fără semn.

1.1.3.1.1. Toleranța fundamentală (*IT*) (*T* abreviat în l. rom): o toleranță oarecare a sistemului de toleranțe și ajustaje.

Scanned with OKEN Scanner

1.1.3.1.2. Treaptă de toleranţă: Ansamblul toleranţelor considerate ca fiind corespunzătoare aceluiaşi grad de precizie pentru toate dimensiunile nominale. De exemplu *IT7* (vezi capitolul respectiv).

1.1.3.1.3. Câmp de toleranţă: În reprezentarea grafică a toleranţelor, zona cuprinsă între cele două linii reprezentând dimensiunile maximă şi minimă, definită prin mărimea toleranţei şi poziţia în raport cu linia zero (fig. 1.5).

1.1.3.1.4. Clasă de toleranţă: Termen caracterizând ansamblul format dintr-o abatere fundamentală şi o treaptă de toleranţă. De exemplu *h9; D13* (vezi capitolul respectiv).

$$T_d=d_{max}-d_{min}, \qquad T_D=D_{max}-D_{min}, \tag{1.1.15}$$

$$T_d=N+a_s-(N+a_i), \quad \text{şi} \quad T_D=N+A_s-(N+A_i),$$

$$T_d=a_s-a_i; \qquad T_D=A_s-A_i; \tag{1.1.16}$$

(în care se ţine cont de semnul arbitrar al abaterilor).

Toleranţa calculată din oricare relaţie este întotdeauna pozitivă.

1.1.3.1.5. Începutul şi sfârşitul câmpului de toleranţă.

Câmpul de toleranţă are stabilit un început de câmp de toleranţă (*î.c.T.*), în locul pe unde ne imaginăm pătrunderea sculei în câmpul de toleranţă. Sfârşitul câmpului de toleranţă este locul pe unde scula ar părăsi câmpul de toleranţă *(s.c.T.)* (fig. 1.3) şi (fig. 1.4).

1.1.3.1.5.1. Dimensiunea la maximum de material: Calificativ aplicabil acelei dimensiuni limită care corespunde maximului de material al elementului, respectiv (începutul câmpului de toleranţă):

– dimensiune maximă (superioară) pentru un element exterior (arbore);
– dimensiune minimă (inferioară) pentru un element interior (alezaj).

Observaţie: Corespunde termenului: „Limită TRECE".

1.1.3.1.5.2. Dimensiunea la minimum de material: Calificativ aplicabil acelei dimensiuni limită care corespunde minimului de material al elementului, respectiv (sfârşitul câmpului de toleranţă):

– dimensiune minimă (inferioară) pentru un element exterior (arbore);
– dimensiune maximă (superioară) pentru un element interior (alezaj).

Observaţie: Corespunde termenului „Limita NU TRECE".

O piesă este considerată „*bună*" dacă dimensiunea ei efectivă este cuprinsă între limitele admisibile ale dimensiunilor, sau este egală cu acestea:

$$d_{max} \geq E \geq d_{min}; \qquad D_{max} \geq E \geq D_{min}. \tag{1.1.17}$$

O piesă este considerată „*rebut*" dacă dimensiunea ei efectivă este în afara dimensiunilor limită admisibile:

$$E > d_{max}; \quad \text{şi} \quad E > D_{max}, \tag{1.1.18}$$

$$E < d_{min}; \qquad E < D_{min}; \tag{1.1.19}$$

Scanned with OKEN Scanner

Rebutul este recuperabil (*Rr*), în cazul în care scula nu a atins începutul câmpului de toleranţă, situaţie pentru care este valabilă în cazul nostru expresia:

$$E > d_{max}; \quad \text{şi} \quad E < D_{min}; \tag{1.1.20}$$

Rebutul este nerecuperabil (*Rnr*), în cazul în care scula a depăşit sfârşitul câmpului de toleranţă, situaţie în care este valabilă expresia:

$$E < d_{min}; \quad \text{şi} \quad E > D_{max}. \tag{1.1.21}$$

1.1.4. Poziţia câmpului de toleranţă

Mărimea câmpului de toleranţă este dată de diferenţa dintre abaterile admisibile. Poziţia lui faţă de linia de referinţă rezultă din semnul şi valorile abaterilor admisibile. Astfel la aceeaşi valoare a câmpului de toleranţă de 50 μm, poziţia câmpului poate să fie diferită admiţând spre exemplu la un arbore, pe de o parte a_s=+60 μm şi a_i=+10 μm, iar pe de altă parte a_s=+100 μm şi a_i=+50 μm, sau a_s=–30 μm şi a_i=–80 μm (fig. 1.6).

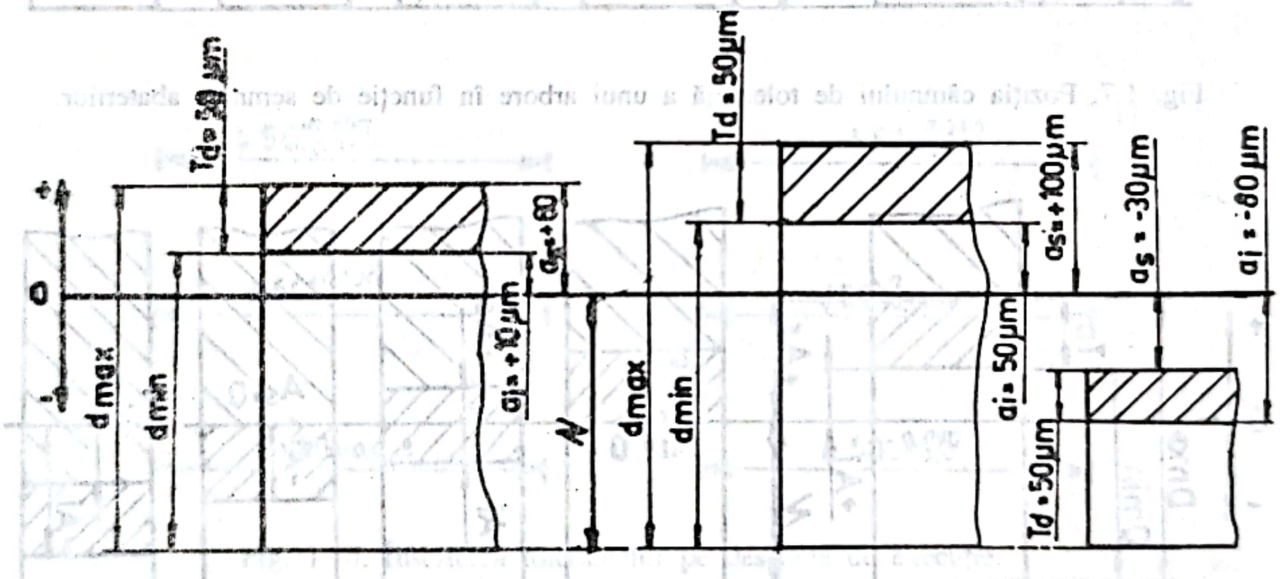


Fig. 1.6. Exemple de poziţie a câmpului de toleranţă.

În funcţie de semnul abaterilor, câmpul de toleranţă poate să fie amplasat în cinci poziţii limită, după cum urmează:

– ambele abateri pozitive ($+A_s$; $+A_i$); ($+a_s$; $+a_i$),

– abaterea superioară pozitivă şi abaterea inferioară egală cu zero ($+A_s$; A_i=0); ($+a_s$; a_i=0),

– abaterea superioară pozitivă şi abaterea inferioară negativă ($+A_s$; $-A_i$); ($+a_s$; $-a_i$),

– abaterea superioară egală cu zero şi abaterea inferioară negativă (A_s=0; $-A_i$); (a_s=0; $-a_i$)

– ambele abateri negative ($-A_s$; $-A_i$); ($-a_s$; $-a_i$).

Scanned with OKEN Scanner

Reprezentarea celor cinci poziţii limită ale câmpurilor de toleranţă este redată pentru arbori în fig. 1.7, iar pentru alezaje în fig. 1.8.

Pentru simplificare, şi pentru posibilităţi de reprezentare grafică la scară, se omite conturul piesei, menţinându-se numai linia de referinţă şi liniile orizontale corespunzătoare cotelor celor două abateri. Liniile verticale, care limitează dreptunghiul haşurat al câmpului de toleranţă, nu au nici o semnificaţie valorică. (În fig. 1.6; 1.7 şi 1.8, valorile sunt anamorfozate)

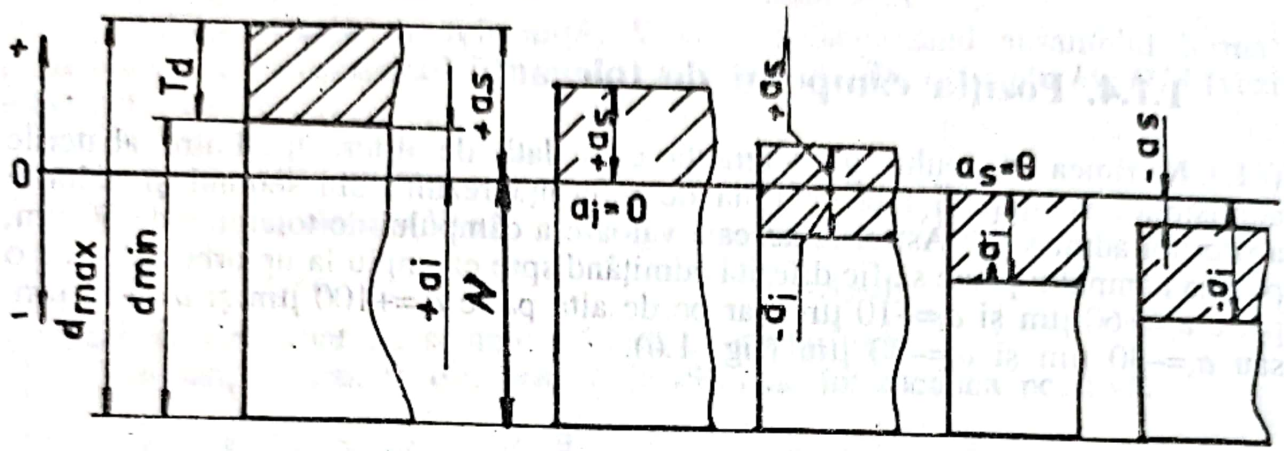


Fig. 1.7. Poziţia câmpului de toleranţă a unui arbore în funcţie de semnele abaterilor.

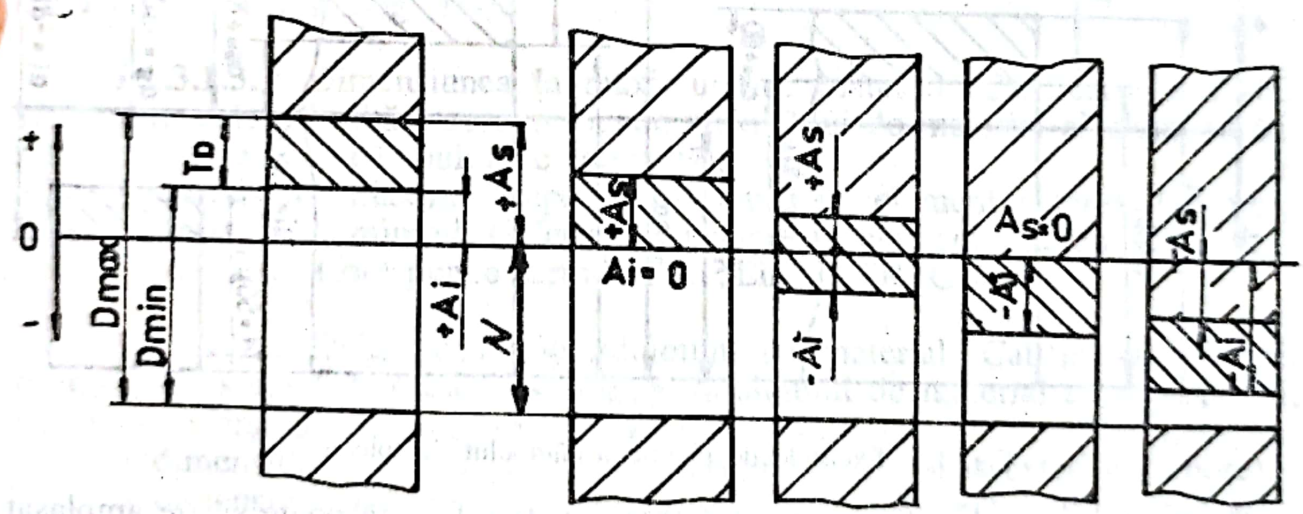


Fig. 1.8. Poziţia câmpului de toleranţă a unui alezaj în funcţie de semnele abaterilor.

Reprezentarea grafică simplificată, a poziţiilor câmpurilor de toleranţă din figurile 1.7 şi 1.8, este redată în fig. 1.9.

Pe desenele de execuţie, dimensiunile nominale şi abaterile se trec sub forma generală: $N^{A_s}_{A_i}$ (fig. 1.10). Pe linia de cotă se trece dimensiunea nominală în mm (dacă e vorba de un diametru, cifra este precedată de litera ∅). În partea din dreapta sus a cifrei care indică valoarea nominală, se trece valoarea abaterii

superioare cu semnul său (+ sau –), iar în partea din dreapta jos, se trece valoarea abaterii inferioare cu semnul său (+ sau –). Cifrele reprezentând valorile abaterilor se trec mai mici ca înălțime decât înălțimea cifrei de cotă nominală.

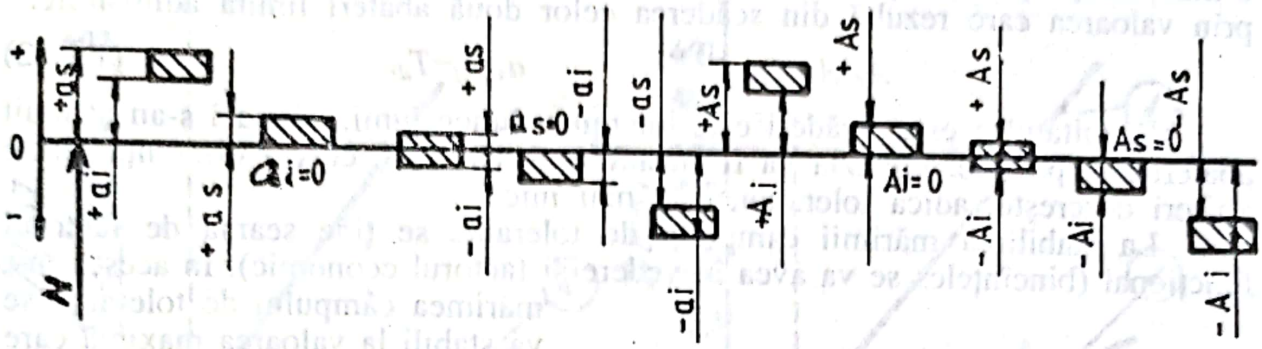


Fig. 1.9. Reprezentarea grafică simplificată a câmpurilor de toleranță.

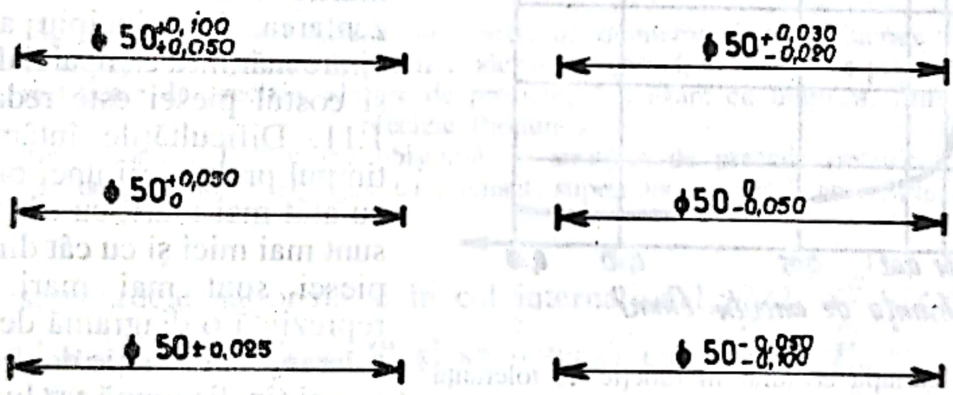


Fig. 1.10. Înscrierea toleranțelor pe desenele de execuție.

Abaterile se trec tot în mm. Spre exemplu:

$50^{+0,025}_{+0,005}$, sau în cazul unui diametru $\varnothing\, 50^{+0,025}_{+0,005}$.

Abaterile care au valoarea egală cu zero nu se înscriu pe desen, locul rămânând liber. Ex.:

$$\varnothing 60^{+0,080},$$

cotă la care abaterea inferioară este egală cu zero. Când câmpul de toleranță este amplasat simetric pe linia de referință, de unde rezultă abateri egale în valoare absolută, însă de semn contrar, se va proceda în felul următor:

$$\varnothing 100 \pm 0,050.$$

Pe desen nu apar specificațiile mărimii considerate (mm).

Scanned with OKEN Scanner

1.1.5. Mărimea câmpului de toleranţă

Alegerea unui anumit grad de precizie, este dependentă de funcţia pe care o îndeplineşte piesa respectivă. Gradul de precizie sau precizia piesei, se exprimă prin valoarea care rezultă din scăderea celor două abateri limită admisibile:

$$A_s - A_i = T_D, \qquad a_s - a_i = T_d. \tag{1.1.22}$$

Rezultatul acestei scăderi este toleranţa dimensiunii, căreia i s-au atribuit abaterile respective. Precizia va fi cu atât mai avansată, cu cât diferenţa dintre abateri descreşte, adică toleranţa, este mai mică.

La stabilirea mărimii câmpului de toleranţă se ţine seama de factorul funcţional (bineînţeles se va avea în vedere şi factorul economic). În acest sens, mărimea câmpului de toleranţă se va stabili la valoarea maximă care asigură funcţionarea piesei în condiţii bune.

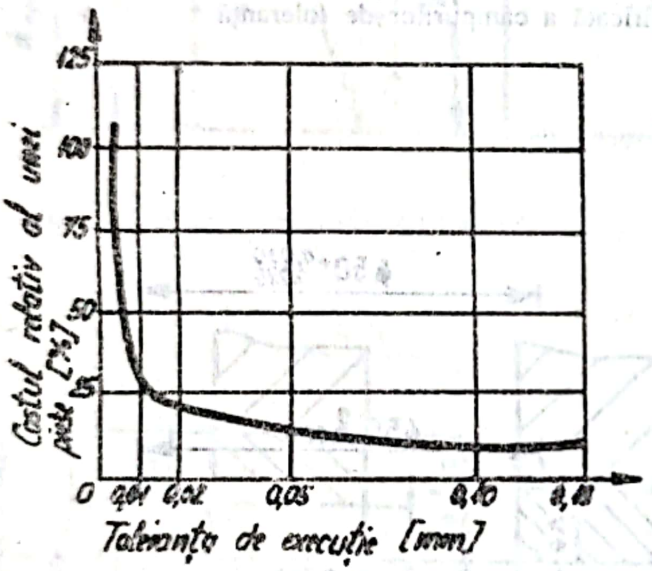


Fig. 1.11. Variaţia costului în funcţie de toleranţa piesei.

Alegerea unor toleranţe mai mici decât este necesar, chiar când firește, există în dotarea întreprinderii utilajul necesar, atrage după sine o mărire inutilă a costului. Reprezentarea de principiu a legăturii dintre mărimea câmpului de toleranţă şi costul piesei este redată în fig. 1.11. Dificultăţile întâmpinate în timpul prelucrării unei piese, devin cu atât mai mari, cu cât toleranţele sunt mai mici şi cu cât dimensiunile piesei sunt mai mari. Dacă se reprezintă o diagramă de variaţie a toleranţei în funcţie de dimensiunea piesei (în diagramă s-a luat rădăcina cubică din dimensiunile piesei), la diferite procedee de prelucrare, se obţin diagramele din fig. 1.12. Aici se face specificaţia, că variaţiile sunt valabile pentru condiţiile medii ale factorilor de prelucrare, şi a celor legaţi de preciziile mijloacelor de prelucrare. De asemenea anumite valori ale variabilelor sunt valabile pentru un anumit moment de dezvoltare istorică a tehnicii.

În baza ecuaţiei dreptelor care trec prin origine: $Y=mx$, dacă se notează coeficientul unghiular al dreptelor din diagramele din fig. 1.12, cu α, se obţine:

$$T_\varnothing = \operatorname{tg}\alpha \sqrt[3]{\varnothing}, \tag{1.1.23}$$

unde $\varnothing$ este diametrul alezajului (D) sau cel al arborelui (d).

Relaţia (1.1.23) se mai poate scrie şi sub forma:

$$T_\varnothing = \left(\frac{\operatorname{tg}\alpha}{x}\right) x \sqrt[3]{\varnothing}, \tag{1.1.24}$$

Scanned with OKEN Scanner

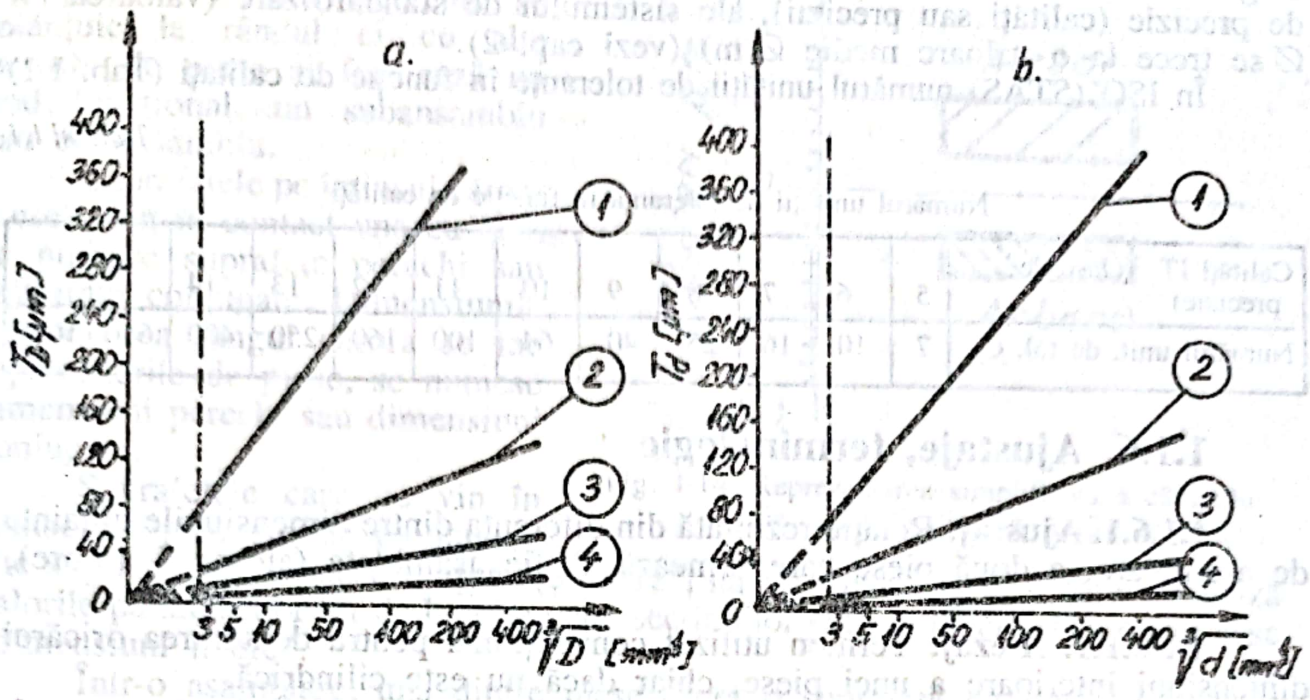


Fig. 1.12. Variația toleranței în funcție de diametru și de prelucrare
a) la prelucrarea alezajelor: 1. găurire de precizie, alezare obișnuită; 2. alezare de precizie, rectificare obișnuită; 3. rectificare de precizie, alezare de precizie; 4. alezare cu diamant, finisare de mare precizie (honuire).
b) la prelucrarea arborilor: 1. strunjire obișnuită; 2. strunjire de precizie (rectificare obișnuită); 3. rectificare de precizie; 4. strunjire cu diamant, superfinisare (rectificare foarte precisă)

În standardele naționale și în cel internațional, *ISO*, $\frac{\text{tg}\alpha}{x}$, ia denumirea de „numărul unității de toleranță" și se notează cu: C_x sau K.

Deci $\frac{\text{tg}\alpha}{x} = C_x$, valoare adimensională care se dă în funcție de clasa de precizie.

Expresia „$x \cdot \sqrt[3]{\varnothing}$" se numește „unitatea de toleranță" sau „factor de toleranță", notată cu:

$$i = x\sqrt[3]{\varnothing};$$

$i = 0{,}45\sqrt[3]{\varnothing} + 0{,}001\varnothing$, în *ISO*, respectiv STAS.

Mărimea câmpului de toleranță T, va fi egală cu produsul dintre unitatea de toleranță i, și numărul unității de toleranță C_x:

$$IT_x = C_x \cdot i = C_x\left(0{,}45\sqrt[3]{\varnothing} + 0{,}001\varnothing\right). \qquad (1.1.25)$$

Expresia IT_x este luată din sistemul internațional *ISO* la care x este numărul de ordine al „calității" (clasei de precizie), la care se adaugă o miime din $\varnothing$.

Din expresia (1.1.25), rezultă valoarea mărimii câmpului de toleranță în μm pentru $\varnothing$ în mm.

Scanned with OKEN Scanner

Diferite valori ale toleranţei unor piese de acelaşi diametru, rezultă din alegerea convenabilă a valorii lui C_x, care este dat în tabele în funcţie de clasele de precizie (calităţi sau precizii), ale sistemului de standardizare (valoarea lui $\varnothing$ se trece la o valoare medie $\varnothing$ m) (vezi cap. 2).

În ISO (STAS) numărul unităţii de toleranţe în funcţie de calitaţi (Tab. 1.1)

Tabelul 1.1

Numărul unităţii de toleranţă în funcţie de calităţi

Calităţi IT (clase de precizie)	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Numărul unit. de tol. C_x	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000

1.1.6. Ajustaje, terminologie

1.1.6.1. Ajustaj: Relaţie rezultată din diferenţa dintre dimensiunile dinainte de asamblare, a două piese care urmează să fie asamblate (alezaj şi arbore).

1.1.6.1.1. Alezaj: Termen utilizat convenţional pentru denumirea oricărei dimensiuni interioare a unei piese, chiar dacă nu este cilindrică.

Alezaj unitar: Alezaj a cărui abatere inferioară este nulă. În înţeles general, alezaj ales ca bază a sistemului de ajustaje cu alezaj unitar.

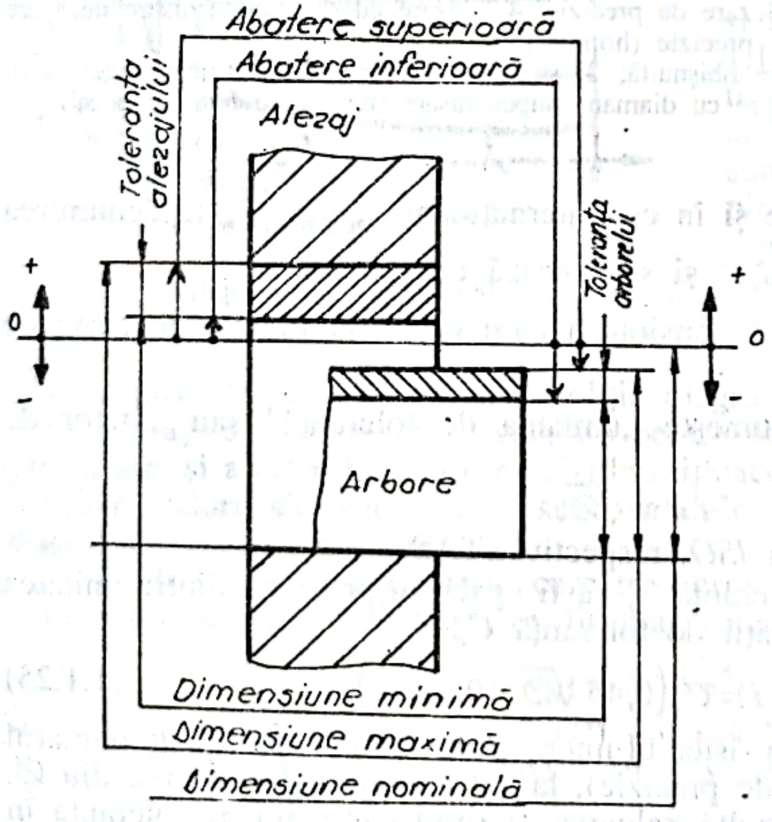


Fig. 1.13. Ajustaj.

1.1.6.1.2. Arbore: Termen utilizat convenţional, pentru denumirea oricărei dimensiuni exterioare a unei piese, chiar dacă nu este cilindrică.

Arbore unitar: Arbore a cărui abatere superioară este nulă. În înţeles general, arbore ales ca bază a sistemului de ajustaje cu arbore unitar.

În fig. 1.13, este reprezentată schema unui ajustaj şi caracteristicile dimensionale ale pieselor acestuia. În fig. 1.14, este reprezentată schema simplificată a schiţei din fig. 1.13.

Pentru a îndeplini un anumit rol funcţional,

Scanned with OKEN Scanner

piesele se asamblează una cu cealaltă, formând astfel o pereche de piese. Această pereche se înlănţuie la rândul ei cu alte perechi de piese şi formează un nod funcţional, un subansamblu sau un ansamblu.

Suprafeţele pe întinsul cărora piesele vin în contact una cu alta, se numesc suprafeţe perechi sau suprafeţe conjugate. Dimensiunile liniare de-a lungul cărora se fac înperecherile de piese, se numesc dimensiuni perechi sau dimensiuni conjugate.

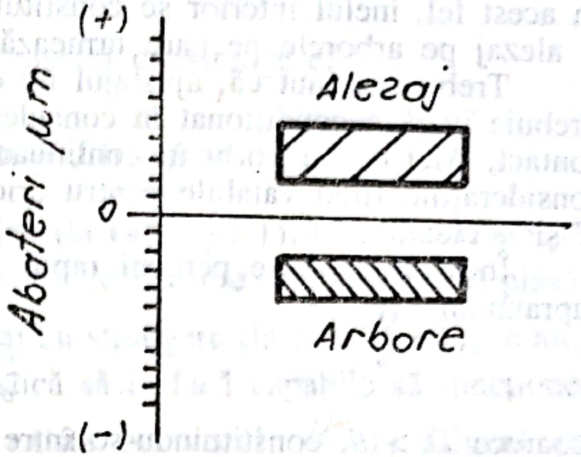


Fig. 1.14. Reprezentarea simplificată a câmpului de toleranţă din fig. 1.13.

Suprafeţele care nu vin în contact în procesul de montaj cu alte suprafeţe, se numesc „suprafeţe libere", iar dimensiunile care caracterizează valorile parametrilor lor de lungime, ale secţiunilor sau ale distanţelor, se numesc „dimensiuni libere".

Într-o asamblare, una dintre piese oferă o suprafaţă cuprinzătoare, când în asamblarea respectivă poartă denumirea de piesă cuprinzătoare sau *„alezaj"*. Cealaltă piesă care oferă o suprafaţă cuprinsă, în asamblarea respectivă va purta denumirea de piesă cuprinsă sau *„arbore"*.

S-a convenit ca pentru toate notaţiile alezajelor să se folosească litere mari: D, L, H, U... etc., iar pentru arbore notaţiile să se facă în general cu litere mici: d, l, h, u... etc.

Cele două piese perechi în asamblare poartă denumirea de piese conjugate sau *„ajustaj"*.

Un ajustaj este asamblarea între două piese perechi, una cuprinzătoare denumită alezaj şi alta cuprinsă denumită arbore, care se caracterizează prin raportul dimensiunilor lor de contact: $\frac{D}{d}; \frac{L}{l}; \frac{H}{h}; \frac{U}{u}$ *... etc.*

Un exemplu de ajustaj este lagărul cu fusul său, unde suprafeţele de contact se constituie pe întreaga suprafaţă laterală exterioară pentru fus şi interioară pentru lagăr. Dar, noţiunea de ajustaj şi implicit de piesă cuprinzătoare şi cuprinsă, nu se rezumă numai la exemplul anterior. Cuprinderea se poate face şi pe alte suprafeţe decât cele cilindrice. Spre exemplu o asamblare conică. De asemenea suprafaţa nu e obligatoriu a fi netedă, ci spre exemplu filetată sau canelată, contactul între piese se poate face şi pe suprafeţe plane, când cele două piese perechi se constituie de asemenea în formă de ajustaj, cum ar fi o asamblare prin pene. O parte a unei anumite piese sau subansamblu poate într-o împerechere să fie alezaj, iar pentru altă pereche să fie arbore: calea de rulare a inelului exterior al unui rulment radial cu bile, este faţă de acestea un alezaj, pe când suprafaţa laterală exterioară a inelului exterior este arbore pentru alezajul din carcasa în care este montat rulmentul. Mai departe, bilele vor fi arbori pentru calea de rulare

Scanned with OKEN Scanner

de pe inelul exterior şi vor fi alezaje pentru calea de rulare de pe inelul interior. În acest fel, inelul interior se constituie pe calea de rulare drept arbore. El va fi alezaj pe arborele pe care urmează să fie montat.

Trebuie reţinut că, ajustajul nu este numai simpla împerechere de piese. Trebuie luată necondiţionat în considerare valoarea raportului dimensiunilor de contact. Aici de va vorbi în continuare numai despre diametru (D şi d), toate consideraţiile fiind valabile pentru orice fel de alte dimensiuni L şi l, H şi h, U şi u etc.

Între două piese perechi raportul dimensiunilor de contact poate să fie supraunitar:

$$\frac{D}{d} > 1, \tag{1.1.26}$$

deoarece $D > d$, constituindu-se între D şi d un joc:

$$J = D - d, \tag{1.1.27}$$

când asamblarea poartă denumirea de *„ajustaj cu joc"*.

Raportul dimensiunilor de contact poate să fie subunitar:

$$\frac{D}{d} < 1, \tag{1.1.28}$$

deoarece $d > D$, caz în care se formează între cele două piese perechi o strângere:

$$S = d - D, \tag{1.1.29}$$

când asamblarea poartă denumirea de *„ajustaj cu strângere"*.

În cazul în care se urmăreşte o identificare cât mai subliniată a raportului dimensiunilor de contact cu unu:

$$\frac{D}{d} \to 1, \tag{1.1.30}$$

pe seama faptului că până la un anumit grad de precizie poate să fie valabilă expresia $D \to d$, atunci ia naştere un *„ajustaj intermediar"* (sau un „ajustaj de trecere"). În acest caz, în baza factorilor întâmplători care intervin la prelucrarea pieselor şi la împerecherea lor, rezultă fie un joc:

$$D - d = J, \tag{1.1.31}$$

fie o strângere:

$$d - D = S. \tag{1.1.32}$$

La un ajustaj intermediar, natura caracteristicii de asamblare (joc sau strângere), este dependentă de factorii întâmplători, iar mărimea caracteristicii rezultate este dependentă de gradul de precizie al asamblării. Spre exemplu se asamblează din întâmplare un alezaj de ∅ 50,020 mm, cu un arbore de dimensiunea ∅ 50,010 mm:

$$\frac{D}{d} = \frac{50{,}020}{50{,}010} > 1, \text{ deci un ajustaj cu joc,}$$

la care:

$$J = 50{,}020 - 50{,}010 = 0{,}010 \text{ mm},$$

Scanned with OKEN Scanner

sau întâmplător, la asamblarea unui număr multiplu de piese în cadrul unei producții de serie, faptele se puteau petrece invers și anume:

$$\frac{D}{d}=\frac{50{,}010}{50{,}020}<1,$$ deci un ajustaj cu strângere,

la care:

$$S=50{,}020-50{,}010=0{,}010 \text{ mm}.$$

Vorbind în general, un ajustaj cu joc (la care $\frac{D}{d}>1$), se utilizează pentru a asigura pieselor *„MOBILITATE"*, adică să le confere posibilitatea deplasării reciproce în timpul funcționării. Un ajustaj cu strângere (la care $\frac{D}{d}<1$), se alege pentru a asigura pieselor *„FIXAREA"*, adică să le facă capabile să funcționeze solidar. Ajustajul intermediar (la care există echivocul: $\frac{D}{d}\gtrless 1$) asigură prin tendința de egalizare a diametrelor un maximum de *„PRECIZIE"* de împerechere. Aici excentricitatea (neconcentricitatea axelor geometrice ale pieselor montate), $e \to 0$, deci se asigură o mare precizie de asamblare.

Cele trei valori ale raportului dimensiunilor de contact sunt date în fig. 1.15.

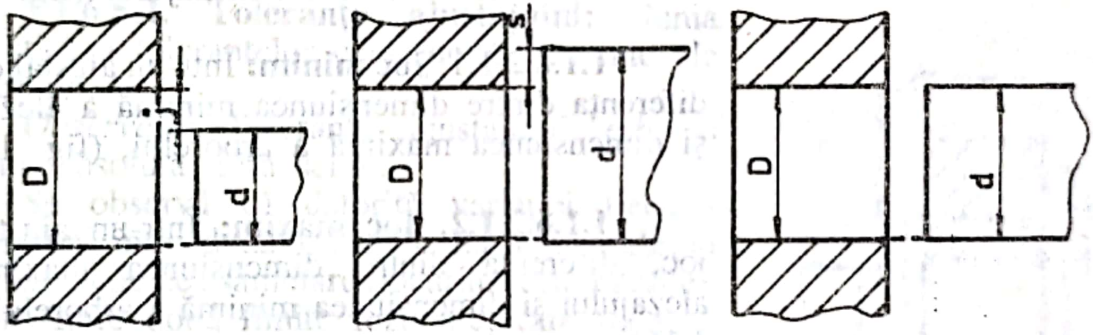


Fig. 1.15. Grupele de ajustaje, în funcție de cele trei valori ale dimensiunilor de contact.

Se cunoaște însă, din capitolele precedente, că fiecărei dimensiuni, i se atribuie un domeniu de dispersie admisibil:

D, între D_{max} și D_{min} iar

d, între d_{max} și d_{min},

astfel încât desenele de principiu din fig. 1.15, vor lua forma din fig. 1.21.

1.1.6.2. Ajustaj cu joc: Ajustaj care după asamblare asigură întotdeauna un joc între alezaj și arbore, respectiv un ajustaj în care dimensiunea minimă a alezajului este întotdeauna superioară dimensiunii maxime a arborelui – câmpul de toleranță al alezajului fiind în întregime deasupra câmpului de toleranță al arborelui (fig. 1.16).

Scanned with OKEN Scanner

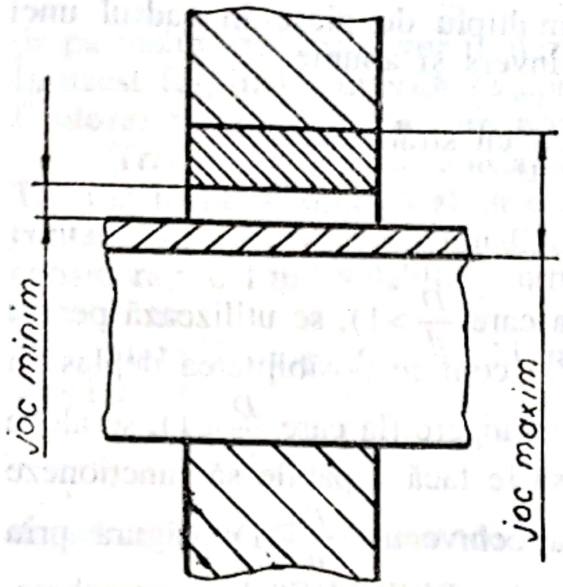


Fig. 1.16. Ajustaj cu joc.

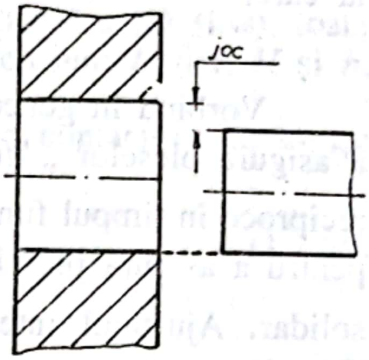


Fig. 1.17. Joc.

1.1.6.2.1. Joc: Diferența dintre dimensiunile dinainte de asamblare, ale alezajului și arborelui, în cazul în care această diferență este pozitivă, respectiv atunci când diametrul arborelui este inferior diametrului alezajului (fig. 1.17).

1.1.6.2.1.1. Joc minim: Într-un ajustaj cu joc diferența dintre dimensiunea minimă a alezajului și dimensiunea maximă a arborelui, (fig. 1.16).

1.1.6.2.1.2. Joc maxim: Într-un ajustaj cu joc, diferența dintre dimensiunea maximă a alezajului și dimensiunea minimă a arborelui (fig. 1.16).

1.1.6.3. Ajustaj cu strângere: ajustaj care după asamblare, asigură întotdeauna o strângere între alezaj și arbore, respectiv un ajustaj în care dimensiunea maximă a alezajului este întotdeauna inferioară dimensiunii minime a arborelui – câmpul de toleranță al alezajului fiind în întregime sub câmpul de toleranță al arborelui (fig. 1.18).

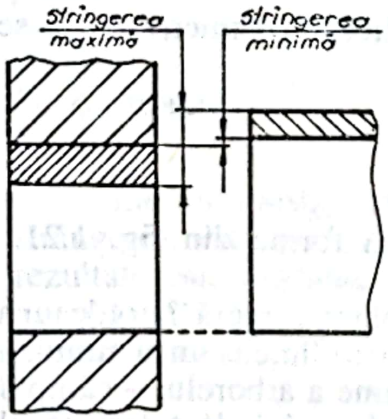


Fig. 1.18. Ajustaj cu strângere.

1.1.6.3.1. Strângere: Valoarea absolută a diferenței dintre dimensiunile dinainte de asamblare a alezajului și arborelui în cazul în care această diferență este negativă, respectiv atunci când diametrul arborelui este superior diametrului alezajului (fig. 1.19).

Scanned with OKEN Scanner

1.1.6.3.1.1. Strângere minimă: Într-un ajustaj cu strângere diferența dintre dimensiunea maximă a alezajului și dimensiunea minimă a arborelui înainte de asamblare (fig. 1.18).

1.1.6.3.1.2. Strângere maximă: Într-un ajustaj cu strângere diferența dintre dimensiunea maximă a arborelui și dimensiunea minimă a alezajului (fig. 1.18).

1.1.6.4. Ajustaj intermediar: Ajustaj în care, după asamblare, poate rezulta fie un joc, fie o strângere, în funcție de dimensiunile respective ale alezajului și arborelui, respectiv câmpurile de toleranță ale alezajului și arborelui se suprapun parțial sau total (fig. 1.20).

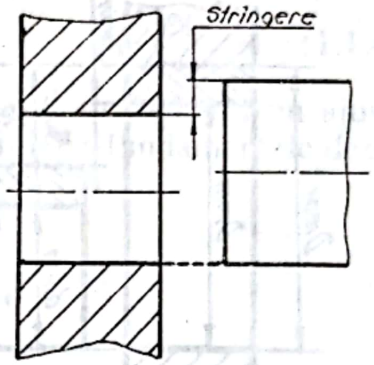


Fig. 1.19. Strângere.

1.1.6.5. Parametri ai ajustajului.

1.1.6.5.1. Dimensiunea nominală (a unui ajustaj): Valoarea comună a dimensiunii nominale a celor două elemente ale ajustajului (alezaj și arbore).

1.1.6.5.2. Toleranța ajustajului: Suma aritmetică a toleranțelor celor două elemente ale ajustajului.

Observație: Toleranța ajustajului este o valoare absolută, fără semn.

Se observă că datorită variației fiecărei dimensiuni între două valori limită admisibile, și caracteristicile de asamblare (jocurile și strângerile), variază între două limite rezultate, care nu sunt altceva decât toleranțele acestor caracteristici de asamblare:

toleranța jocului:

$$T_j = J_{max} - J_{min} \text{ și} \qquad (1.1.33)$$

toleranța strângerii:

$$T_s = S_{max} - S_{min}. \qquad (1.1.34)$$

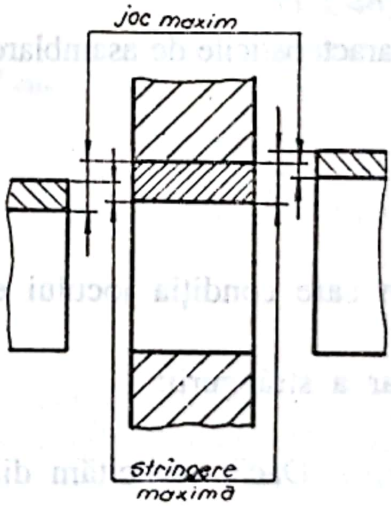


Fig. 1.20. Ajustaj intermediar.

1.1.6.6. Relații fundamentale.

Din fig 1.16, 1.17, 1.19 rezultă:

$D - d = J$ când $D > d$

$d - D = S$ când $d > D$

dacă înmulțim ultima relație cu – 1 rezultă:

$$-d + D = -S, \qquad (1.1.35)$$

deci:

$$D - d = J = -S \qquad (1.1.36)$$

Scanned with OKEN Scanner

În baza condiţiilor de acordare a domeniului de dispersie admisibil T_D pentru diametrul D al alezajului, şi Td pentru diametrul d al arborelui:

$$T_D = D_{max} - D_{min}, \tag{1.1.37}$$

$$Td = d_{max} - d_{min}, \tag{1.1.38}$$

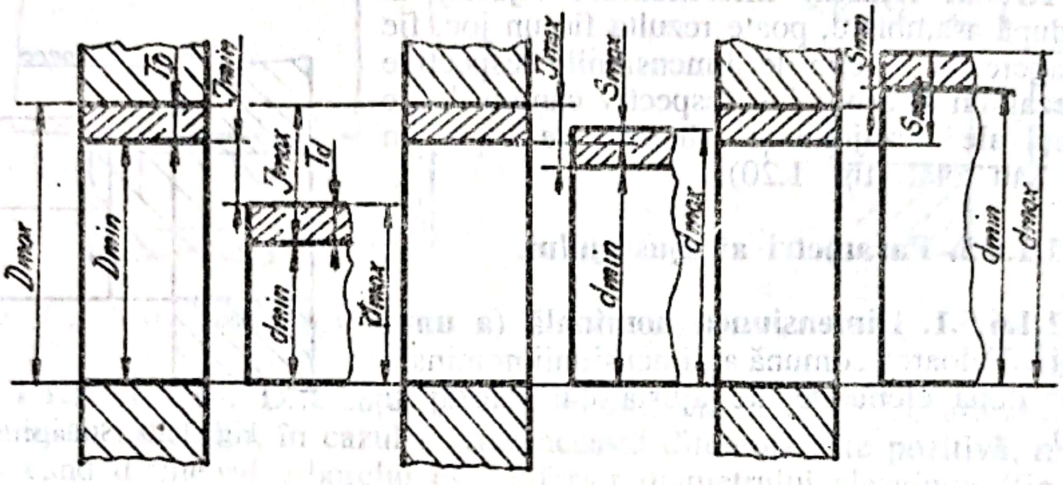


Fig. 1.21. Cele trei grupe de ajustaj.

caracteristicile de asamblare J şi S vor avea două valori limită admisibile (fig. 1.21.):

$$\begin{aligned} J_{max} &= D_{max} - d_{min}, \\ J_{min} &= D_{min} - d_{max}, \\ S_{max} &= d_{max} - D_{min}, \\ S_{min} &= d_{min} - D_{max}. \end{aligned} \tag{1.1.39}$$

în care condiţia jocului este:

$$D_{min} \geq d_{max},$$

iar a strângerii:

$$d_{min} \geq D_{max}.$$

Dacă explicităm diametrele în funcţie de cota nominală şi de abateri:

$$\begin{aligned} D_{max} &= f(N; A), \\ D_{min} &= f(N; A), \\ d_{max} &= f(N; A), \\ d_{min} &= f(N; A), \end{aligned}$$

din subcapitolul 1.1.4 (fig. 1.7 şi 1.8), rezultă:

$$\begin{aligned} D_{max} &= N + As \\ D_{min} &= N + Ai \\ d_{max} &= N + as \\ d_{min} &= N + ai, \end{aligned} \tag{1.1.40}$$

Scanned with OKEN Scanner

valori înlocuite în relațiile 1.1.39, care rezolvate algebric, conduc la valorile limită ale caracteristicilor de asamblare, în funcție de abaterile limită admisibile:

$$J_{max}=N+A_s-N-a_i=A_s-a_i, \quad (1.1.41)$$

$$J_{min}=N+A_i-N-a_s=A_i-a_s, \quad (1.1.42)$$

$$S_{max}=N+a_s-N-A_i=a_s-A_i, \quad (1.1.43)$$

$$S_{min}=N+a_i-N-A_s=a_i-A_s. \quad (1.1.44)$$

La înlocuirea acestor valori în formulele (1.1.33) și (1.1.34) se obțin:

$$T_j=A_s-a_i-A_i+a_s=T_D+T_d,$$

$$T_s=a_s-A_i-a_i+A_s=T_d+T_D. \quad (1.1.45)$$

La un ajustaj intermediar, care poate să se autostabilească într-un ajustaj cu joc și/sau într-un ajustaj cu strângere, formulele de relație fundamentale devin:

$$T_j=J_{max}-J_{min};$$

în care dacă se înlocuiește valoarea:

$$J_{min}=A_i-a_s \text{ (sau } J_{min}=D_{min}-d_{max})$$

se obține:

$$T_j=J_{max}-(A_i-a_s)=J_{max}+as-A_i,$$

în care:

$$+a_s-A_i=S_{max},$$

deci:

$$T_j=J_{max}+S_{max} \quad (1.1.46)$$

sau:

$$T_j=J_{max}-(D_{min}-d_{max})=J_{max}+d_{max}-D_{min},$$

în care:

$$d_{max}-D_{min}=S_{max},$$

așa că:

$$T_j=J_{max}+S_{max};$$

aceeași valoare: (1.1.46).

Dacă se consideră varianta cu strângere:

$$T_j=S_{max}-S_{min};$$

în care dacă se înlocuiește valoarea:

$$S_{min}=a_i-A_s \text{ (sau } S_{min}=d_{min}-D_{max}),$$

se obține:

$$T_s=S_{max}-(a_i-A_s)=S_{max}+A_s-a_i,$$

în care:

$$+A_s-a_i=J_{max},$$

deci:

$$T_s=S_{max}+J_{max}, \quad (1.1.47)$$

sau

$$T_s=S_{max}-(d_{min}-D_{max})=S_{max}+D_{max}-d_{min},$$

în care:

$$D_{max}-d_{min}=J_{max},$$

așa că: $T_s=S_{max}+J_{max}$, aceeași valoare ca (1.1.47).

Scanned with OKEN Scanner

valori înlocuite în relaţiile 1.1.39, care rezolvate algebric, conduc la valorile limită ale caracteristicilor de asamblare, în funcţie de abaterile limită admisibile:

$$J_{max}=N+A_s-N-a_i=A_s-a_i, \quad (1.1.41)$$

$$J_{min}=N+A_i-N-a_s=A_i-a_s, \quad (1.1.42)$$

$$S_{max}=N+a_s-N-A_i=a_s-A_i, \quad (1.1.43)$$

$$S_{min}=N+a_i-N-A_s=a_i-A_s. \quad (1.1.44)$$

La înlocuirea acestor valori în formulele (1.1.33) şi (1.1.34) se obţin:

$$T_j=A_s-a_i-A_i+a_s=T_D+T_d, \quad (1.1.45)$$

$$T_s=a_s-A_i-a_i+A_s=T_d+T_D.$$

La un ajustaj intermediar, care poate să se autostabilească într-un ajustaj cu joc şi/sau într-un ajustaj cu strângere, formulele de relaţie fundamentale devin:

$$T_j=J_{max}-J_{min};$$

în care dacă se înlocuieşte valoarea:

$$J_{min}=A_i-a_s \text{ (sau } J_{min}=D_{min}-d_{max})$$

se obţine:

$$T_j=J_{max}-(A_i-a_s)=J_{max}+as-A_i,$$

în care:

$$+a_s-A_i=S_{max},$$

deci:

$$T_j=J_{max}+S_{max} \quad (1.1.46)$$

sau:

$$T_j=J_{max}-(D_{min}-d_{max})=J_{max}+d_{max}-D_{min},$$

în care:

$$d_{max}-D_{min}=S_{max},$$

aşa că:

$$T_j=J_{max}+S_{max};$$

aceeaşi valoare: (1.1.46).

Dacă se consideră varianta cu strângere:

$$T_j=S_{max}-S_{min};$$

în care dacă se înlocuieşte valoarea:

$$S_{min}=a_i-A_s \text{ (sau } S_{min}=d_{min}-D_{max}),$$

se obţine:

$$T_s=S_{max}-(a_i-A_s)=S_{max}+A_s-a_i,$$

în care:

$$+A_s-a_i=J_{max},$$

deci:

$$T_s=S_{max}+J_{max}, \quad (1.1.47)$$

sau

$$T_s=S_{max}-(d_{min}-D_{max})=S_{max}+D_{max}-d_{min},$$

în care:

$$D_{max}-d_{min}=J_{max},$$

aşa că: $T_s=S_{max}+J_{max}$, aceeaşi valoare ca (1.1.47).

În concluzie:

$$T_j=J_{max}-J_{min}=T_s=S_{max}-S_{min}=T_{s/j}=J_{max}+S_{max}=T_{s/j}=S_{max}+J_{max}. \quad (1.1.48)$$

Dacă în (1.1.48) se înlocuiesc valorile caracteristicilor extreme de asamblare, pe rând în cazul „a" în funcţie de dimensiunile limită admisibile:

„a" (În cazul „b" relaţiile devin aceleaşi în funcţie de abateri)

$$T_j=D_{max}-d_{min}-(D_{min}-d_{max})=T_s=d_{max}-D_{min}-(d_{min}-D_{max})=T_{j/s}=D_{max}-d_{min}+d_{max}-D_{min}=$$
$$=T_{s/j}=d_{max}-D_{min}+D_{max}-d_{min},$$

$$T_j=D_{max}-\mathbf{d_{min}}-D_{min}+\mathbf{d_{max}}=T_s=\mathbf{d_{max}}-D_{min}-\mathbf{d_{min}}+D_{max}=T_{j/s}=D_{max}-\mathbf{d_{min}}+\mathbf{d_{max}}-D_{min}=$$
$$=T_{s/j}=\mathbf{d_{max}}-D_{min}+D_{max}-\mathbf{d_{min}},$$

grupându-se termenii asemenea şi efectuând operaţiile:

$$T_j=D_{max}-D_{min}+d_{max}-d_{min}=T_D+T_d=T_s=d_{max}-d_{min}+D_{max}-D_{min}=T_d+T_D=$$
$$=T_{j/s}=D_{max}-D_{min}+d_{max}-d_{min}=T_D+T_d=T_{s/j}=d_{max}-d_{min}+D_{max}-D_{min}=T_d+T_D,$$

sau

$$T_j=T_s=T_{j/s}=T_{s/j}=T_D+T_d. \quad (1.1.49)$$

„b": $T_j=A_s-a_i-(A_i+a_s)=T_s=a_s-A_i-(a_i-A_s)=T_{j/s}=A_s-a_i+a_s-A_i;$

$$T_j=A_s-A_i+\mathbf{a_s}-\mathbf{a_i}=T_D+T_d=T_s=\mathbf{a_s}-\mathbf{a_i}+A_s-A_i=T_d+T_D=T_{j/s}=A_s-A_i+\mathbf{a_s}-\mathbf{a_i}=T_D+T_d.$$

În concluzie, se deduce valoarea toleranţei unei caracteristici de asamblare (J sau S) ca fiind egală cu suma domeniilor de dispersie admisibile (toleranţele) ale mărimilor care formează asamblarea. Toleranţa unei caracteristici de asamblare, obţinută în acest mod pe baze teoretice, se dovedeşte experimental a fi mai mare decît toleranţa aceleiaşi caracteristici de asamblare, obţinută practic:

$$T_s > T_{ps}, \quad (1.1.50)$$
$$T_j > T_{pj}. \quad (1.1.51)$$

Aceasta deoarece, la prelucrarea şi asamblarea unui număr mare de piese perechi, intervin factorii întâmplători care determină ca dimensiunile limită teoretice, să difere de cele practic obţinute prin prelucrări:

$$D_{max} > D_{maxp},$$
$$D_{min} < D_{minp},$$

şi

$$d_{max} > d_{maxp},$$
$$d_{min} < d_{minp}. \quad (1.1.52)$$

Inegalităţile sunt valabile, în baza tendinţei preferenţiale de distribuţie a mărimilor efective, care practic niciodată (sau foarte rar) se identifică cu dimensiunile limită admisibile.

Scanned with OKEN Scanner

La asamblarea întâmplătoare a dimensiunilor efective, cuprinse, de acum între:

$$D_{maxp}-D_{minp}=T_{Dp},$$
$$d_{maxp}-d_{minp}=T_{dp}, \quad (1.1.53)$$

se vor obține: toleranțe practice care sunt mai mici decât cele teoretice:

$$T_D > T_{Dp},$$
$$T_d > T_{dp}, \quad (1.1.54)$$

iar valorile practice ale caracteristicilor de asamblare vor fi față de cele teoretice:

$$J_{max} > J_{maxp}, \quad (1.1.55)$$

deoarece:

$$(D_{max}-d_{min}) > (D_{maxp}-d_{minp}),$$

respectiv:

$$S_{max} > S_{maxp}, \quad (1.1.56)$$
$$(d_{max}-D_{min}) > (d_{maxp}-D_{minp}).$$

De asemenea, în cazul valorilor minime ale caracteristicilor de asamblare:

$$J_{min} < J_{minp}, \quad (1.1.57)$$

deoarece:

$$(D_{min}-d_{max}) < (D_{minp}-d_{maxp}),$$

respectiv:

$$S_{min} < S_{minp}, \quad (1.1.58)$$

deoarece:

$$(d_{min}-D_{max}) < (d_{minp}-D_{maxp}),$$

de unde rezultă:

$$(S_{max}-S_{min}) > (S_{maxp}-S_{minp}),$$

adică:

$$T_s > T_{ps},$$

și

$$(J_{max}-J_{min}) > (J_{maxp}-J_{minp}),$$

adică:

$$T_j > T_{pj},$$

expresii care au fost anticipate în formulele (1.1.50) și (1.1.51).

Pentru prima fază sunt satisfăcute condițiile practice, prin adoptarea unei formule de tipul erorii medii pătratice, sub denumirea generică de toleranță teoretică probabilă (T_{tp}):

$$T_{tpj} = \sqrt{T_D^2 + T_d^2}, \quad (1.1.59)$$

$$T_{tps} = \sqrt{T_D^2 + T_d^2}. \quad (1.1.60)$$

Pe lângă *toleranțele practice*, care au valori mai mici decât cele teoretice, prin tendința firească (și imposibil de evitat) potrivit căreia abaterile efective ale fiecărei piese în parte, manifestă o subliniată tendință de distribuție centripetă, apare și fenomenul specific *toleranțelor probabile*. Acestea caracterizează și

Scanned with OKEN Scanner

„ajustajul probabil" ale cărui caracteristici manifestă tendințe de distribuție centrifugă. Fenomenul își impune amprenta prin a influența valorile caracteristicilor ajustajelor prin deplasări preferențiale ale caracteristicilor de asamblare, variindu-le valorile și în cazuri (extrem de frecvente) alterându-le caracteristicile de bază prin schimbarea de semn a acestora.

După tratarea obligatorie a capitolului 1.1.6.7, conținând criterii de lexic propriu limbii române, precum și considerații privind cele două efecte cu cauzele lor asupra caracterului „practic" sau „probabil", și de asemenea a capitolului 1.1.6.8 privind studii de natură statistică, prin aplicații ale calculului probabilităților asupra mărimilor întâmplătoare, urmează capitolul 1.1.6.9, conținând pe larg problema structuralizării câmpurilor de toleranță.

1.1.6.7. Aprecieri generale asupra structuralizării domeniilor de distribuție a abaterilor în cadrul câmpului de dispersie.

1.1.6.7.1. Caracteristici definitorii ale preciziei de prelucrare.

În fig. 1.22 sunt reprezentate cele două piese, arborele și alezajul, având sectorizate succesiv caracteristicile definitorii ale preciziei de prelucrare:

Sectorul I, cuprinde valoarea dimensiunii nominale *N* (par. 1.1.1.1.5);

Sectorul II, conține dimensiunea reală *X* (dimensiunea de prelucrare);

Sectorul III, conține, dimensiunea efectivă *E* (dimensiunea măsurată);

Sectorul IV, cuprinde intervalul natural de toleranță *INT* (toleranta rezultată prin prelucrare);

Sectorul V, cuprinde intervalul specificat de toleranța *IST* (la proiectare);

Sectorul VI, conține intervalele legiferate *ILT* de toleranță (în tabelele *ISO* se indică intervalele standardizate de tolerantă);

Sectorul VII, cel al intervalului de toleranță realizate efectiv (în schemă ținând seama de cele patru cazuri întâmplătoare) se va nota cu intervalul întâmplător de toleranță *IIT*;

Sectorul VIII, conține intervalul de predicție *IPT*, cel care decurge din actul de prognoză imanent fenomenelor care însoțesc specificul prelucrării;

Sectorul IX, indică intervalul efectiv de toleranță *IET*, în funcție de natura reglării mașinilor-unelte prelucrătoare (a) prin reglare automată și (m) prin reglare manuală.

În figură apar și abreviațiile:

LCS, pentru linia de control superioară;

LCI, pentru linia de control inferioară;

LPS, pentru linia de predicție superioară;

LPI, pentru linia de predicție inferioară.

În figura 1.22, sunt reprezentate cele două piese (exclusiv prin câmpurile lor de toleranță pentru un ajustaj *ISO*, cu simbolul ∅ 60H7/g7). În sectoarele numerotate cu cifre latine (I...VI), sunt sectorizate caracteristicile imanente condițiilor teoretice (I...III) precum și a celor care decurg din specificul tehnologiei de prelucrare (IV...VI).

În sectorul VII, conținând intervalele de toleranță realizate efectiv (cu caracter întâmplător) *IIT*, cel de al doilea domeniu de dispersie și curba de distribuție (normală), sunt proprii exemplului de toleranță practică.

Scanned with OKEN Scanner

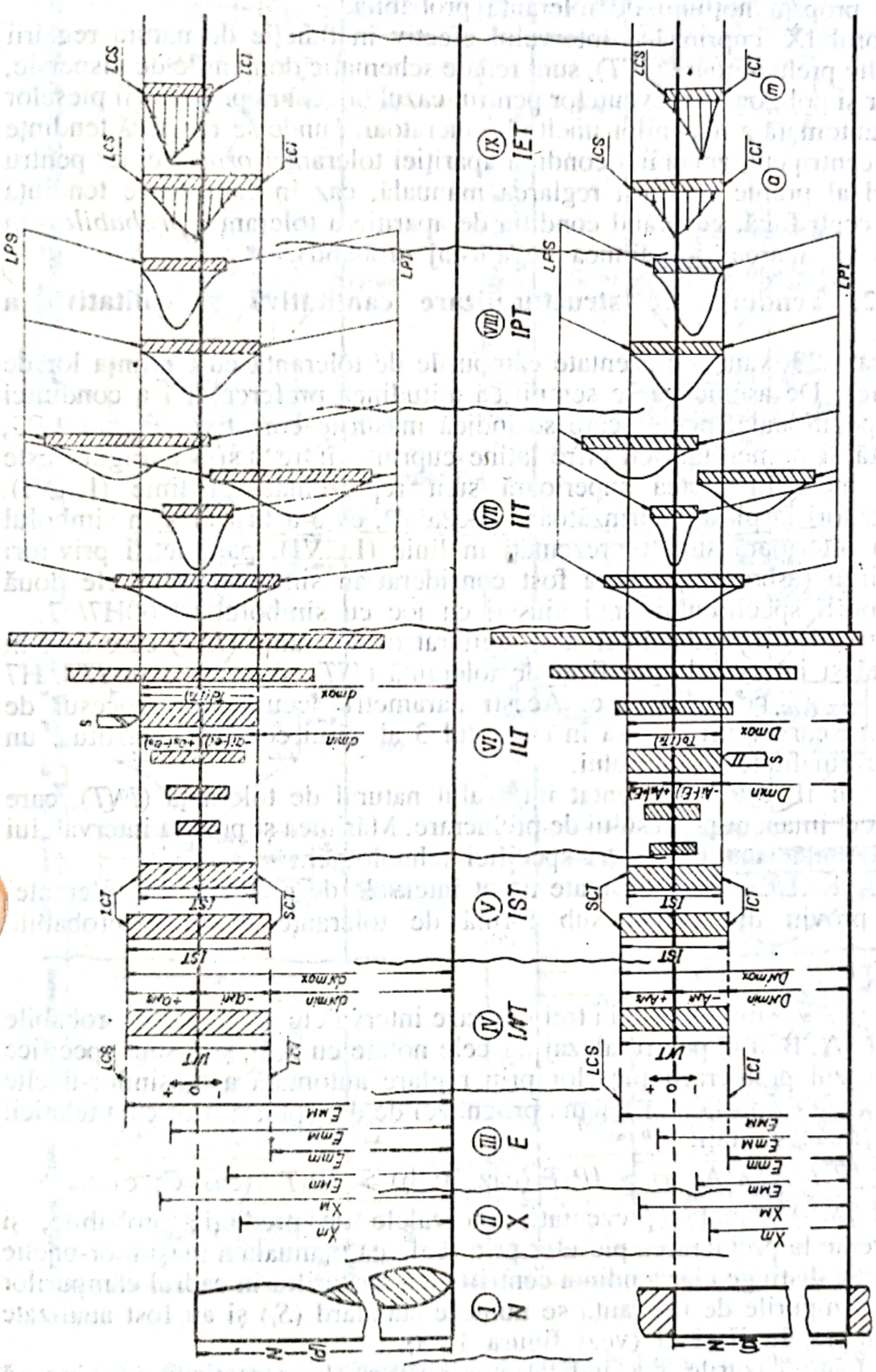


Fig. 1.22. Succesiunea caracteristicilor definitorii ale preciziei de prelucrare.

Scanned with OKEN Scanner

În sectorul VIII, conținând intervalele de predicție, *IPT*, cel de al doilea domeniu este propriu noțiunii de toleranță probabilă.

În sectorul IX, cuprinzând intervalul efectiv în funcție de natura reglării mașinilor-unelte prelucrătoare (*IET*), sunt redate schematic domeniile de dispersie, amplasarea lor și poligonul frecvențelor pentru: cazul ⓐ, cel al prelucrării pieselor prin reglarea automată a mașinilor-unelte prelucrătoare, unde se remarcă tendințe de distribuție centripetă, generând condiția apariției toleranței *practice*, iar pentru cazul ⓜ cel al prelucrării prin reglarea manuală, caz în care apare tendința de distribuție centrifugă, generând condiția de apariție a toleranței *probabile* (din această cauză va apărea și noțiunea de ajustaj probabil).

1.1.6.7.2. Tendința de structuralizare cantitativă și calitativă a abaterilor

În figura 1.23, sunt reprezentate câmpurile de toleranță cu tendința lor de variație valorică. De asemenea se semnifică atitudinea preferențială a conduitei de deplasare pozițională, pentru care se indică măsurile corective. Figura 1.23, este sectorizată și numerotată cu cifre latine cuprinse între I și VI. Figura este etajată astfel încât în partea superioară sunt reprezentați în linie (I...VI), parametrii privitori la piesa cuprinzătoare (alezajul), care a fost ales în simbolul H7. În partea inferioară sunt reprezentați în linie (I...VI), parametrii privitori la piesa cuprinsă (arborele), care a fost considerat în simbolul g7. Cele două piese sunt proprii specificului unui ajustaj cu joc cu simbolul ∅ 60H7/g7.

În sectorul I, este redat intervalul legiferat de toleranță (*ILT*) care este în aceeași măsură și intervalul specificat de toleranță (*IST*). Acestea sunt *IT7*, H7 pentru alezaj și g7 pentru arbore. Acești parametri decurg din procesul de proiectare, parte care va fi expusă în capitolul 3 al cărui conținut constituie un element de originalitate a autorului.

În sectorul II, este reprezentat intervalul natural de toleranță (*INT*), care apare ca un efect imanent procesului de prelucrare. Mărimea și poziția intervalului natural de toleranță sunt parametri specifici tehnologici.

În sectorul III, sunt reprezentate drept intervale de predicție ale toleranței (IP_2T), care provin din calcul sub formă de toleranțe teoretice probabile ($T_{tpaj}=\sqrt{T_D^2+T_d^2}$).

În sectorul IV, sunt expuse în trei ipostaze intervalele de predicție probabile (IP_3T), cazurile A, B și C pentru alezaj iar cele notate cu a, b, și c sunt specifice arborelui, în cazul prelucrării pieselor prin reglare automată a mașinilor-unelte prelucrătoare. Este respectată problema prognozei de dezvoltare istorică a tehnicii prin cascada de inegalități:

$$IP_3T \text{ (caz A; a)} > IP_3T \text{ (caz B; b)} > IP_3T \text{ (caz C; c)}.$$

În sectorul V, sunt reprezentate intervalele de predicție probabile, și corecțiile aferente la prelucrarea pieselor prin reglarea manuală a mașinilor-unelte prelucrătoare. Se distinge clar tendința centrifugă a abaterilor în cadrul câmpurilor de toleranță. Câmpurile de toleranță se numesc standard (S_t) și au fost analizate pentru cazurile D, E, F și G (vezi figura 1.23).

Pentru toate cazurile s-a indicat modalitatea de corecție care vine să reamplaseze curba de distribuție normală cu maximumul ei în dreptul mărimii

Scanned with OKEN Scanner

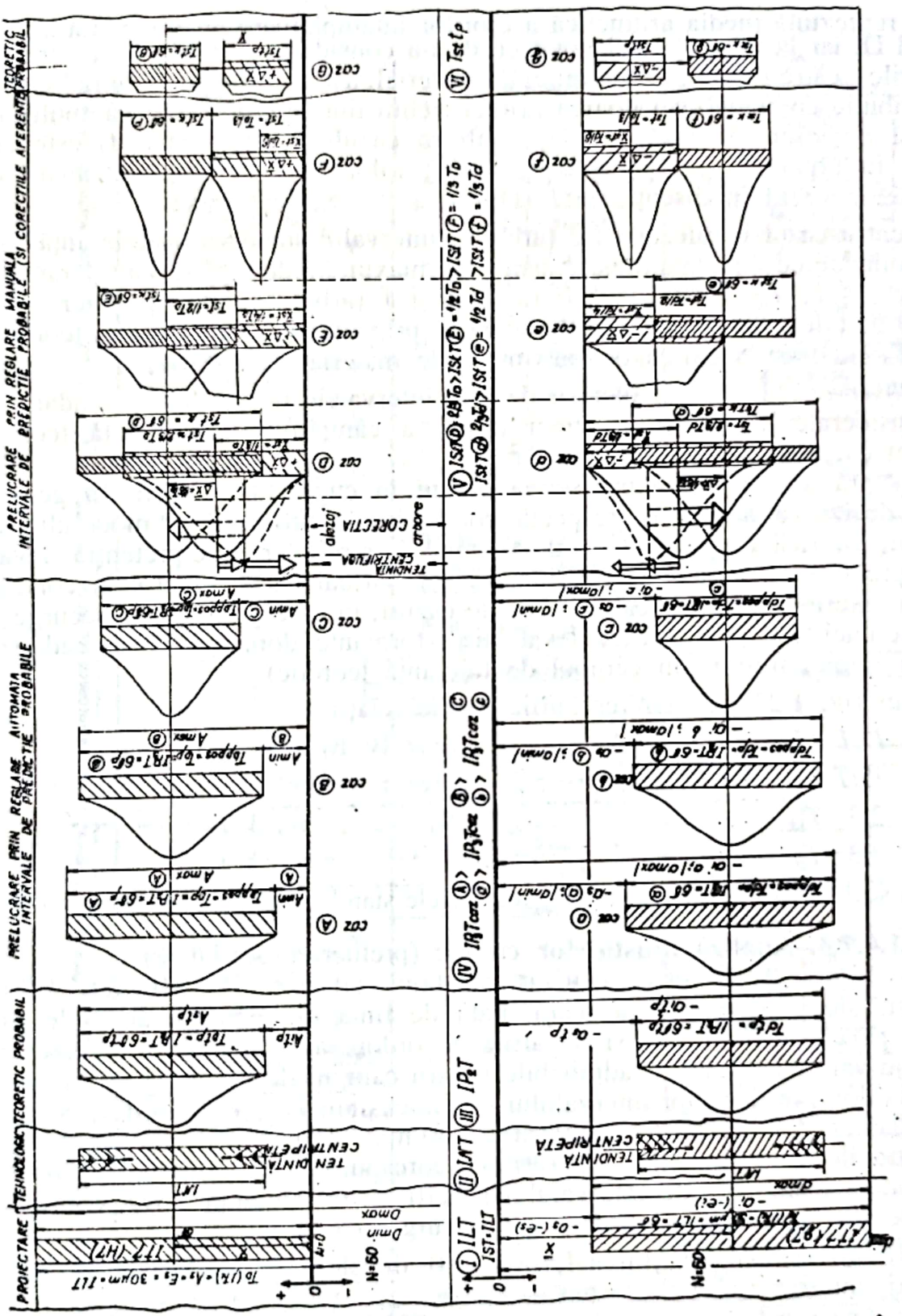


Fig. 1.23. Structuralizarea câmpurilor de toleranță în funcție de intervalele de predilecție probabile.

Scanned with OKEN Scanner

$\bar{X}$ care reprezintă media aritmetică a erorilor întâmplătoare aparente. La alezaj, în cazul D, iar la arbore cazul notat cu d, s-a considerat o translație centrifugă a abaterilor, către limita de maximum de material, astfel încât maximumul curbei de distribuție coincide cu valoarea primei treimi dinspre începutul câmpului de toleranță a piesei. Această poziție (conform cazului D respectiv d) este cea indicată în literatura de specialitate, pentru valoarea intervalului standard de toleranță, în cazul în discuție *ISIT* (D; d).

Pentru cazul E (alezaj) și e (arbore), intervalul standard de toleranță *ISIT* (E; e) coincide cu jumătate dinspre partea de maximum de material a tolerantelor teoretice ($T_D/2$; $T_d/2$). În cazul F (alezaj) și f (arbore), valoarea intervalului standard de toleranțe *ISIT* (F; f) este egală cu prima treime din toleranța teoretică ($T_D/3$; $T_d/3$), dinspre partea de maximum de material.

Observație: În cadrul lucrării de față intervalele de predicție standard au fost considerate la valoarea primei treimi a câmpului de toleranță teoretic (conform cazului F; f, din fig. 1.23).

Asupra acestei probleme se va reveni în cuprinsul lucrării. În general această decizie a autorului, respectă condițiile de prognoză a modelului de dezvoltare istorică a tehnicii. În al doilea rând, întreprinderile de pretenție elevată vizând precizia de prelucrare se situează atât virtual cât și efectiv în condiția enunțată anterior. (În remarcabil de multe cazuri, în care prelucrarea decurge în condițiile unei tehnici moderne, elevate și performante, domeniul chiar scade sub valoarea primei treimi din câmpul de toleranță teoretic).

Din fig. 1.23, se stabilesc următoarele relații:

$IST < IT$; IP_3T (caz A; a) $> IP_3T$ (caz B; b) $> IP_3T$ (caz C; c)
$ISIT$ (caz D; d) $> ISIT$ (caz E; e) $> ISIT$ (caz F; f),
$2/3\ T_D$ $> 1/2\ T_D$ $> 1/3\ T_D$ și
$2/3\ T_d$ $> 1/2\ T_d$ $> 1/3\ T_d$.

În sectorul VI sunt reprezentate tolerantele standard teoretic probabile (*Tstp*)

1.1.6.7.3. Analiza ajustajelor cu joc (prelucrare automată)

În figura 1.24, este analizat ajustajul cu joc ∅ (50...80) H7/f7. Reprezentările grafice sunt la scară. Față de linia de referință abaterile sunt pozitive pe ordonata 0...+y și negative pe ordonata 0...–y. Este reprezentată schematic variația abaterilor admisibile pentru câmpul de toleranță al alezajului (H7), la valori ale limitelor intervalului de dimensiuni ∅=(50...80) mm. S-a ales pentru diametrul nominal al asamblării, ∅=60 mm. Abaterile alezajului, conform prescripțiunilor *ISO* sunt: A_i=0, A_s=+30 μm, corespunzătoare simbolului ∅60 H7.

Valoarea corespunde intervalului specificat de toleranță *(IST)*, coincident cu cel legiferat sau standardizat ($I_{st}T$), decurgând condiția:

$IST=I_{st}T=T_D=IT_7=30$ μm$=+A_s=6\sigma$; $A_i=0$, din definiția sistemului de ajustaj cu alezaj unitar.

Din *TAB. B.* (vezi semnificația abreviației în capitolul 3) rezultă abaterea superioară a arborelui:

$$a_s=-30\ \mu m;\quad |a_s|=J_{min};\quad J_{min}=30\ \mu m.$$

Scanned with OKEN Scanner

$\bar{X}$ care reprezintă media aritmetică a erorilor întâmplătoare aparente. La alezaj, în cazul D, iar la arbore cazul notat cu d, s-a considerat o translație centrifugă a abaterilor, către limita de maximum de material, astfel încât maximumul curbei de distribuție coincide cu valoarea primei treimi dinspre începutul câmpului de toleranță a piesei. Această poziție (conform cazului D respectiv d) este cea indicată în literatura de specialitate, pentru valoarea intervalului standard de toleranță, în cazul în discuție *IStT* (D; d).

Pentru cazul E (alezaj) și e (arbore), intervalul standard de toleranță *IStT* (E; e) coincide cu jumătate dinspre partea de maximum de material a tolerantelor teoretice ($T_D/2$; $T_d/2$). În cazul F (alezaj) și f (arbore), valoarea intervalului standard de toleranțe *IStT* (F; f) este egală cu prima treime din toleranța teoretică ($T_D/3$; $T_d/3$), dinspre partea de maximum de material.

Observație: În cadrul lucrării de față intervalele de predicție standard au fost considerate la valoarea primei treimi a câmpului de toleranță teoretic (conform cazului F; f, din fig. 1.23).

Asupra acestei probleme se va reveni în cuprinsul lucrării. În general această decizie a autorului, respectă condițiile de prognoză a modelului de dezvoltare istorică a tehnicii. În al doilea rând, întreprinderile de pretenție elevată vizând precizia de prelucrare se situează atât virtual cât și efectiv în condiția enunțată anterior. (În remarcabil de multe cazuri, în care prelucrarea decurge în condițiile unei tehnici moderne, elevate și performante, domeniul chiar scade sub valoarea primei treimi din câmpul de toleranță teoretic).

Din fig. 1.23, se stabilesc următoarele relații:

$IN(T < IT$; IP_3T (caz A; a) $> IP_3T$ (caz B; b) $> IP_3T$ (caz C; c)

IStT (caz D; d) $> IStT$ (caz E; e) $> IStT$ (caz F; f),

$2/3\ T_D > 1/2\ T_D > 1/3\ T_D$ și

$2/3\ T_d > 1/2\ T_d > 1/3\ T_d$.

În sectorul VI sunt reprezentate tolerantele standard teoretic probabile (*Tstip*).

1.1.6.7.3. Analiza ajustajelor cu joc (prelucrare automată)

În figura 1.24, este analizat ajustajul cu joc ∅ (50...80) H7/f7. Reprezentările grafice sunt la scară. Față de linia de referință abaterile sunt pozitive pe ordonata 0...+y și negative pe ordonata 0...–y. Este reprezentată schematic variația abaterilor admisibile pentru câmpul de toleranță al alezajului (H7), la valori ale limitelor intervalului de dimensiuni ∅=(50...80) mm. S-a ales pentru diametrul nominal al asamblării, ∅=60 mm. Abaterile alezajului, conform prescripțiunilor *ISO* sunt: A_i=0, A_s=+30 μm, corespunzătoare simbolului ∅60 H7.

Valoarea corespunde intervalului specificat de toleranță *(IST)*, coincident cu cel legiferat sau standardizat (I_sT), decurgând condiția:

$IST=I_sT=T_D=IT_7=30$ μm$=+A_s=6\sigma$; A_i=0, din definiția sistemului de ajustaj cu alezaj unitar.

Din *TAB. B.* (vezi semnificația abreviației în capitolul 3) rezultă abaterea superioară a arborelui:

$$a_s=-30\ \mu m;\quad |a_s|=J_{min};\quad J_{min}=30\ \mu m.$$

Scanned with OKEN Scanner

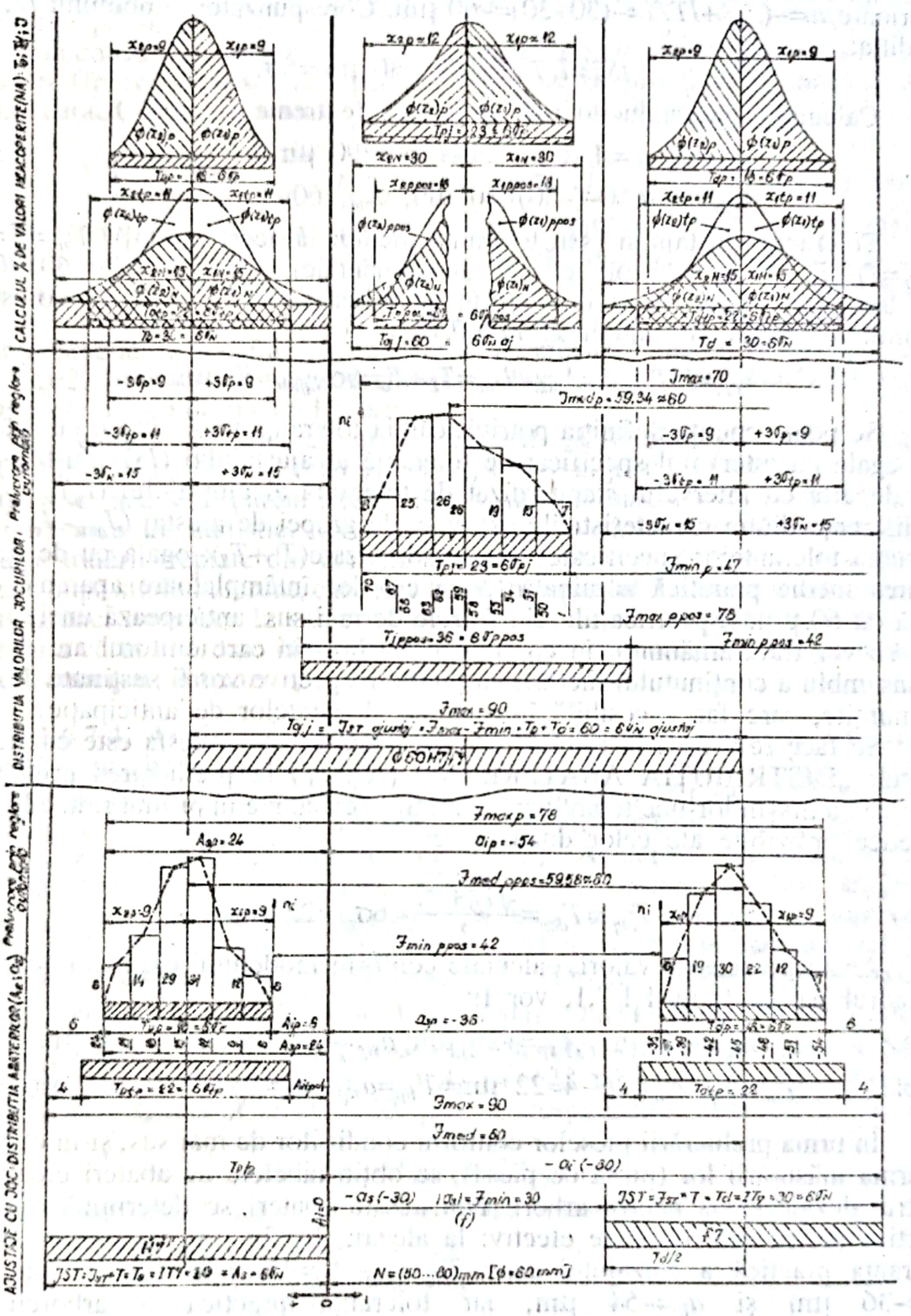


Fig. 1.24. Distribuția abaterilor, a valorilor jocurilor și compensația valorilor neacoperite la ajustajul ∅ (50...80) H7/f7, prelucrat prin reglarea automată a mașinilor-unelte.

Scanned with OKEN Scanner

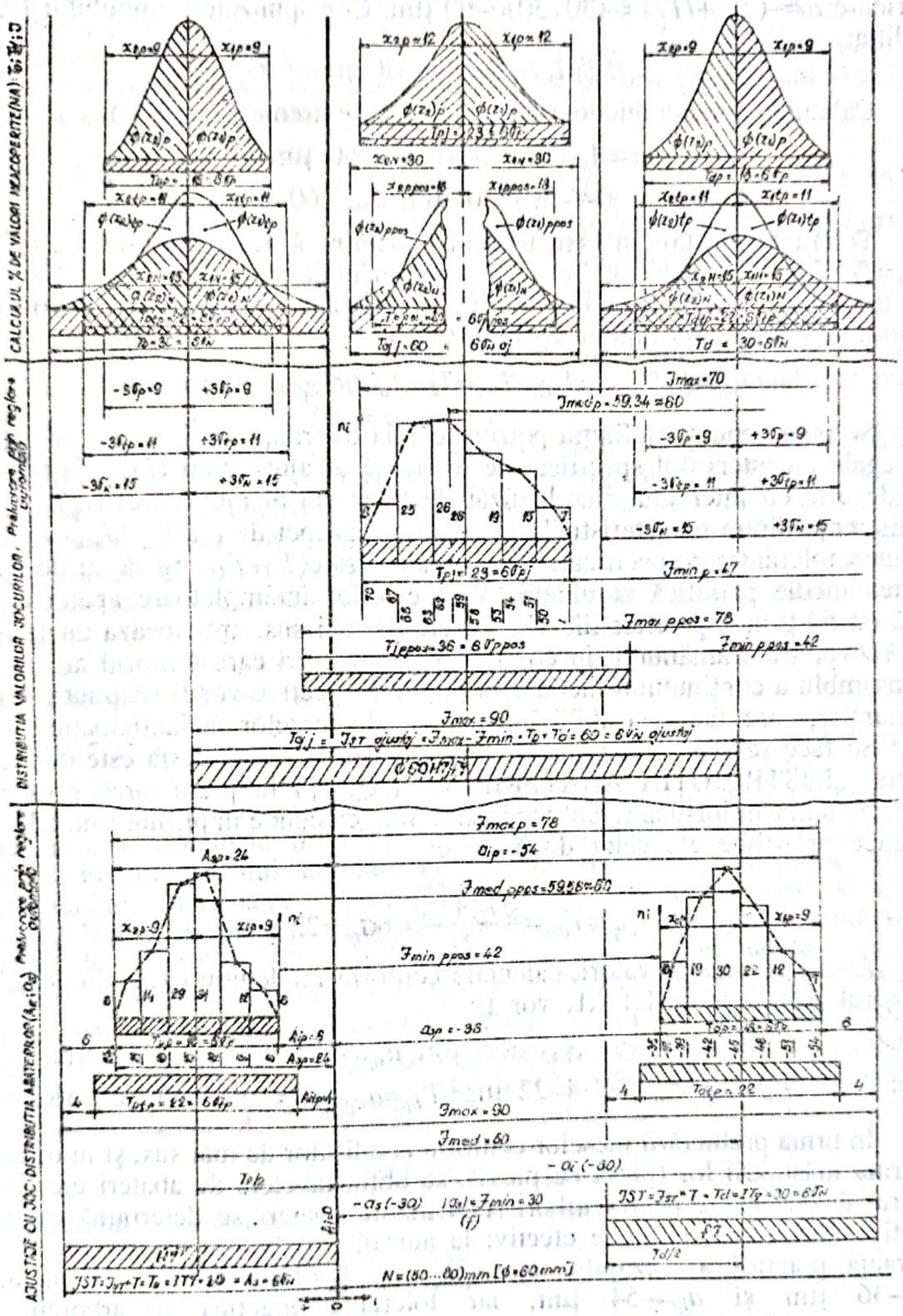


Fig. 1.24. Distribuţia abaterilor, a valorilor jocurilor şi compensaţia valorilor neacoperite la ajustajul ∅ (50...80) H7/f7, prelucrat prin reglarea automată a maşinilor-unelte.

Scanned with OKEN Scanner

De la această cotă se desfășoară pe ordonata (0...–y), valoarea abaterii inferioare $a_i=-(J_{min}+IT7)=-(30+30)=-60$ µm. Corespunzător simbolului *f7*, apare condiţia:

$$IST=I_{st}T=T_d=IT7=30 \text{ µm}=6\sigma.$$

Calculul caracteristicilor de asamblare (extreme şi medie).

$$J_{max}=A_s-a_i=A_s-(-a_i)=30-(-60)=90 \text{ µm},$$

$$J_{min}=A_i-a_s=0-(-30)=30 \text{ µm}; \; J_{med}=60 \text{ µm}.$$

Toleranţa ajustajului (sau toleranţa jocului la acest ajustaj): $T_{aj.j}=T_j=J_{max}-J_{min}=T_D+T_d$ (vezi anterior relaţiile fundamentale) $T_{aj.j}=T_j=90-30=60=30+30=60$ µm. Este reprezentată în sectorul al doilea al figurii 1.24, şi corespunde mărimii toleranţei ajustajului Ø 60 H7/f7:

$$T_{aj.j}=IST_{ajustaj}=J_{max}-J_{min}=T_D+T_d=6\sigma_{Najust}=60 \text{ µm}.$$

Se poate enunţa definiţia potrivit căreia toleranţa unui ajustaj cu joc ($T_{aj.j}$) este egală cu intervalul specificat de toleranţă al ajustajului (*IST* ajustaj), egală mai departe cu intervalul standardizat de tolerantă al ajustajului ($I_{st}T_{ajust}$) egală cu diferenţa dintre caracteristicile extreme ale grupei de ajustaj ($J_{max}-J_{min}$) egală cu suma toleranţelor specificate, sau standardizate(T_D+T_d); egală cu de şase ori eroarea medie pătratică nominală (*N*) a erorilor întâmplătoare aparenţe ($6\sigma_N$), egală cu 60 µm. (Specificaţiile din frazele de mai sus, anticipează unele noţiuni care se vor trata amănunţit în continuare. În faza în care cititorul are o vedere de ansamblu a conţinutului lucrării, noţiunile respective vor fi susţinute de tratări amănunţite, care fac accesibilă înţelegerea elementelor de anticipaţie).

Se face revenirea la primul sector al figurii 1.24. Acesta este cuprins sub antetul: „DISTRIBUŢIA ABATERILOR" (A_E; a_E) la prelucrarea prin reglare automată a maşinilor-unelte prelucrătoare. Sunt calculate în primul rînd toleranţele teoretice probabile ale celor două piese:

$$T_{Dtp}=T_{dtp}=\frac{\sqrt{T_D^2+T_D^2}}{2}=6\sigma_{tp}=22 \text{ µm}.$$

Abaterile acestor valori, calculate conform modelului expus în continuare, în cadrul paragrafului 1.1.7.1, vor fi:

$$A_{itp}=+4 \text{ µm}; \; A_{stp}=+26 \text{ µm}; \; a_{stp}=-34 \text{ µm}; \; a_{itp}=-56 \text{ µm};$$

probă: $T_{Dtp}=A_{stp}-A_{itp}=26-4=22$ µm$=T_{dtp}=a_{stp}-a_{itp}=-34-(-56)=22$ µm.

În urma prelucrării pieselor conform condiţiilor de mai sus, şi în continuare în urma măsurării lor (piesă de piesă), se obţin tabelele de abateri efective: A_E pentru alezaje şi a_E pentru arbori. Din aceste abateri se determină toleranţele practice (adică cele obţinute efectiv: la alezaj; $A_{sp}=24$ µm, $A_{ip}=6$ µm, de unde toleranţa practică a alezajului este: $T_{Dp}=A_{sp}-A_{ip}=24-6=18$ µm, iar la arbore, $a_{sp}=-36$ µm şi $a_{ip}=-54$ µm, iar toleranţa practică a arborelui este $T_{dp}=a_{sp}-a_{ip}=-36-(-54)=18$ µm. Se stabilesc egalităţile:

$$T_{Dp}=A_{sp}-A_{ip}=6\sigma_p; \; T_{dp}=a_{sp}-a_{ip}=6\sigma_p.$$

Scanned with OKEN Scanner

Domeniile de dispersie practice au fost împărţite în şase intervale câte 18/6=3 µm pe sector.

S-au construit histogramele şi poligoanele de frecvenţă conforme numărului de abateri (frecvenţa absolută) specifice valorilor proprii fiecărui interval. S-au calculat caracteristicile extreme practic posibil de realizat:

$$J_{max\,p\,pos}=78 \text{ µm şi } J_{min\,p\,pos}=42 \text{ µm.}$$

$$T_{j\,p\,pos}=J_{max\,p\,pos}-J_{min\,p\,pos}=78-42=36=T_{D\,p\,pos}+T_{d\,p\,pos}=18+18=36 \text{ µm.}$$

În sectorul al doilea, având antetul: „DISTRIBUŢIA VALORILOR JOCURILOR" la prelucrarea prin reglare automată a maşinilor-unelte prelucrătoare, sunt reprezentate: toleranţa ajustajului ∅60 H7/f7 (s-au anticipat discuţiile în rândurile de mai sus), toleranţa practică posibilă ($T_{p\,pos}=36$ µm$=6\sigma_{p\,pos}$) şi toleranţa practică a jocului (obţinută prin împerecheri întâmplătoare ale lui A_E şi a_E), $T_{pj}=23$ µm$=6\sigma_{pj}$. S-a reprezentat şi aici histograma şi poligonul frecvenţelor absolute ale jocurilor întâmplătoare.

În sectorul al treilea, având antetul „CALCUL % DE VALORI NEACOPERITE (% NA), al toleranţelor T_D şi T_d şi al jocului J". Pentru rezolvarea statistică se necesită parcurgerea unui volum remarcabil de cunoştinţe din domeniul calculului statistic. Acestea vor fi parcurse într-o cronologie obligatorie în cadrul tratării treptate din conţinutul lucrării. Accesibilitatea la subiect va fi realizată după studiul aferent, care este tratat în capitolul 3. Cititorul este îndemnat să facă atunci revenirea la subiectul de mai sus, acesta devenind uşor accesibil, şi pentru a cărui abordare în condiţiile cronologiei propuse, autorul îşi manifestă în mod anticipat, întreaga şi profunda sa gratitudine.

1.1.6.7.4. Analiza ajustajelor cu strângere, la prelucrarea prin reglare automată a maşinilor-unelte.

În figura 1.25, este analizat ajustajul cu strângere ∅(100...120) H6/r6. S-a considerat cota nominală de ∅=110 mm. Reprezentările grafice îndeplinesc condiţiile impuse cazului anterior (1.1.6.7.3). Abaterile alezajului, conform prescripţiunilor ISO, sunt: $A_i=0$; $A_s=+22$ µm, corespunzătoare simbolului ∅110H6. Valoarea abaterii superioare a alezajului, corespunde intervalului specificat de toleranţă (IST), coincident cu cel legiferat sau standardizat ($I_{ST}T$) decurgând condiţia implicată: $IST=I_{ST}T=T_D=IT6=22$ µm$=+A_s=6\sigma$; $A_i=0$, din definiţia sistemului de ajustaj cu alezaj unitar. Din TAB. B, rezultă abaterea superioară a arborelui: $a_s=+72$ µm şi abaterea inferioară a arborelui $a_i=+54$ µm. Se îndeplineşte condiţia strângerii: $a_i > A_s$; $54 > 22$ când se formează un minimum de strângere: $S_{min}=a_i-A_s=54-22=32$ µm. Corespunzător simbolului $r6$, apare condiţia:

$$IST=I_{ST}T=T_d=IT6=22 \text{ µm}=6\sigma.$$

Calculul caracteristicilor de asamblare (extreme şi medie):

$$S_{max}=a_s-A_i=76-0=76 \text{ µm;}$$

$$S_{min}=a_i-A_s=54-22=32 \text{ µm}$$

$$S_{med}=54 \text{ µm.}$$

Toleranţa ajustajului (sau toleranţa strângerii la acest ajustaj):

$$T_{ajs}=T_s=S_{max}-S_{min}=T_D+T_d=76-32=22+22=44 \text{ µm.}$$

Scanned with OKEN Scanner

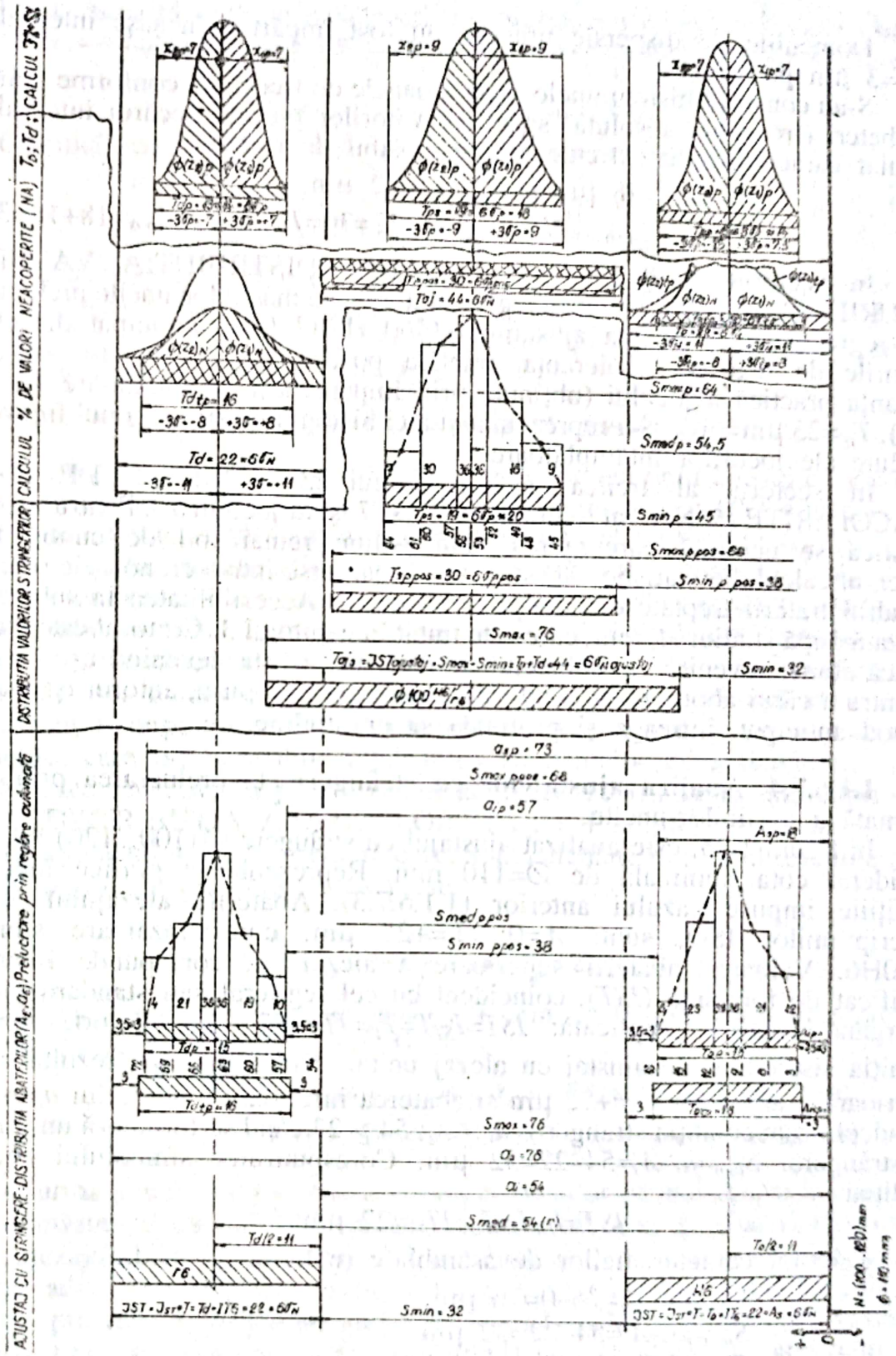


Fig. 1.25. Distribuția abaterilor, a valorilor strângerilor și compensația valorilor neacoperite la ajustajul Ø(100...120) H6/r6, prelucrat prin reglarea automată a mașinilor-unelte.

Scanned with OKEN Scanner

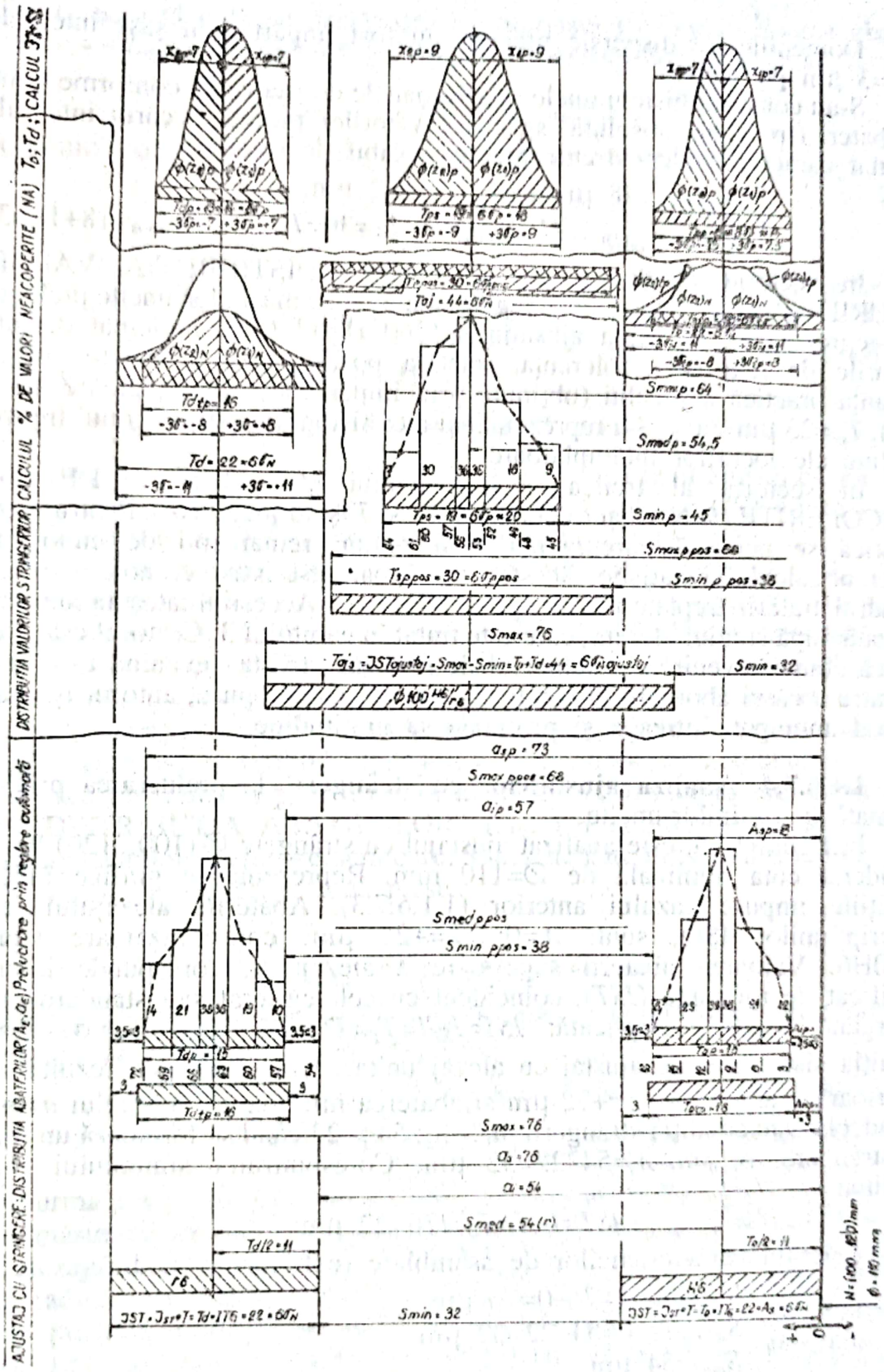


Fig. 1.25. Distribuția abaterilor, a valorilor strângerilor și compensația valorilor neacoperite la ajustajul Ø(100...120) H6/r6, prelucrat prin reglarea automată a mașinilor-unelte.

Scanned with OKEN Scanner

Figura 1.25, este sectorizată. În primul sector, sunt reprezentate, la scară, poziţiile celor două piese care formează ajusajul ∅110H6/r6, având caracteristicile de asamblare specificate în rândurile de mai sus. În continuare sunt toleranţele teoretice probabile (T_{Dtp}, T_{dtp}) deduse din $T_{Dtp}=T_{dtp}=\frac{T_{ajtp}}{2}=\frac{\sqrt{T_D^2+T_d^2}}{2}=16$ µm.

După prelucrarea măsurarea şi ordonarea statistică a pieselor, se determină toleranţele practice ale celor două piese ($T_{Dp}=T_{dp}=15$ µm), cărora le sunt proprii abaterile practice: $a_{sp}=73$ µm, $a_{ip}=57$ µm; $A_{sp}=18$ µm, $A_{ip}=3$ µm. Toleranţele practice deduse din abaterile practice: $T_{Dp}=A_{sp}-A_{ip}=18-3=15$ µm= $T_{dp}=a_{sp}-a_{ip}=$ $=73-57=16\approx15$µm. Strângerea maximă practică posibilă, $S_{max\,p\,pos}=68$ µm, iar strângerea minimă practică posibilă, $S_{min\,p\,pos}=38$ µm, de unde, toleranţa practică posibilă a ajustajului: $T_{p\,pos\,aj}=T_{D\,p\,pos}+T_{dp\,pos}=15+15=S_{max\,p\,pos}-S_{min\,p\,pos}=68-38=30$ µm, iar $T_{D\,p\,pos}=T_{d\,p\,pos}=T_{p\,pos\,aj}/2=30/2=15$ µm. Acestor câmpuri de toleranţă li s-au alcătuit histogramele şi poligoanele distribuţiei abaterilor în funcţie de frecvenţa absolută a fiecărui interval în parte. În sectorul al doilea, sunt date referiri grafice asupra ajustajului ∅110H6/r6. În ordine apar: toleranţa ajustajului cu strângere T_{ajs}, care înlănţuie următoarele condiţii analitice:

$$T_{ajs}=IST_{aj}=I_{st}T_{aj}=S_{max}-S_{min}=T_D+T_d=44\ \mu m=6\sigma_{Naj}.$$

Prin împerecherea preferenţială a valorilor extreme ale abaterilor pieselor, se obţine toleranţa practică posibilă, $T_{p\,pos}=30$ µm$=6\sigma_{p\,pos}$. Prin împerecherea întâmplătoare a abaterilor celor două piese se obţine toleranţa practică a strângerii, $T_{ps}=19=6\sigma_p\approx20$ µm. Şi acestui domeniu i s-a alcătuit variaţia grafică sub aspectul histogramei şi a poligonului frecvenţelor. *Obs:* în sectorul al treilea, în urma efectuării calculului procentului de valori neacoperite s-au reprezentat grafic parametrii aferenţi. Ca şi în cazul precedent, problema fiind tratată în cap. 3, (după parcurgerea unor noţiuni, care în această fază a tratării, ar cuprinde un volum mare de anticipare, a unor noţiuni de extensie remarcabilă) modul de rezolvare al noţiunilor din sectorul al treilea, devine accesibil.

1.1.6.7.5. Analiza ajustajelor intermediare, la prelucrarea prin reglare automată a maşinilor-unelte.

În figura 1.26, analiza afectuată se referă la ajustajele intemediare. Figura este reprezentată pe trei linii, corespunzînd celor trei cazuri posibile ale participării procentuale ale caracteristicilor maxime de asamblare. Prima linie, pentru condiţia, $J_{max}>S_{max}$, pentru care s-a proiectat ajustajul ∅60H7/j7. A doua linie, respectă condiţia $J_{max}=S_{max}$, analizat fiind ajustajul ∅60H7/k7. A treia linie pentru respectarea inegalităţii $J_{max}<S_{max}$, cu ajustajul ∅60H7/m7. Pentru fiecare linie aprecierile de detaliu se efectuează pe sectoarele delimitate prin linie şerpuită de delimitare. În primul sector sunt reprezentate la scară câmpurile de toleranţă ale celor trei ajustaje care respectă lanţul de egalităţi: $IST=I_{ST}T=T_D=As=IT7=30$ µm$=6\sigma_{ND}$, pentru alezaj şi: $IST=I_{ST}T=T_d=IT7=30$ µm$=6\sigma_{Nd}$, pentru arbore. După efectuarea calculelor asupra valorilor toleranţelor teoretice probabile, s-au completat prin reprezentare la scară $T_{Dtp}=21\approx22$ µm şi $T_{dtp}=21\approx22$ µm, figurate în sectorul al doilea. În cel de al treilea sector, în urma măsurării pieselor, s-au determinat toleranţele practice T_{Dp} şi T_{dp} pentru fiecare ajustaj în parte, s-au figurat la scară şi li s-au construit poligoanele frecvenţelor şi histogramele. Sectoarele care

Scanned with OKEN Scanner

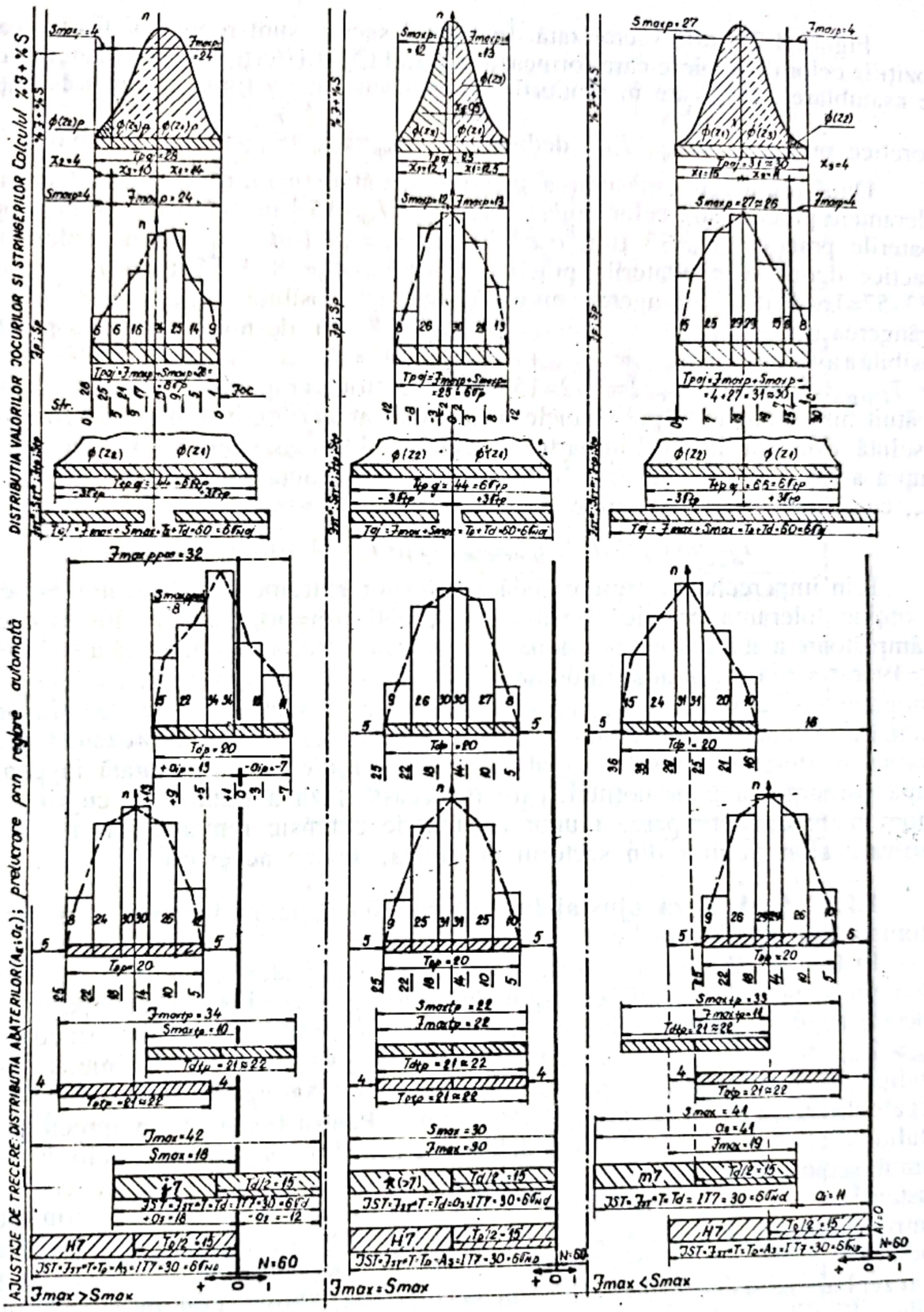


Fig. 1.26. Distribuția abaterilor, a valorilor jocurilor și strângerilor la ajustajele intermediare Ø60H7/j7; Ø60H7/k7 și Ø60H7/m7, prelucrate prin reglarea automată a mașinilor-unelte.

Scanned with OKEN Scanner

urmează se referă la ajustajele formate din împerecherea celor două piese. Sectoarele cuprind, distribuţia valorilor jocurilor şi strângerilor şi calculul procentului de jocuri şi de strângeri.

1.1.6.7.6. Analiza ajustajelor cu joc la prelucrarea prin reglare manuală a maşinilor unelte prelucrătoare

În figura 1.27, este analizat ajustajul cu joc ∅60H7/f7, prelucrat prin reglarea manuală a maşinii-unelte, care certifică finalitatea condiţiilor de precizie de dimensionare. Figura este sectorizată, trecându-se succesiv de la faza de proiectare a preciziei de prelucrare a fiecărei piese componente ajustajului de mai sus, la fazele de prelucrare cu caracter predictiv (cazul reglării manuale). În final se expune analiza ajustajului rezultat. Astfel, în sectorul prim al figurii sunt redaţi parametrii care decurg din proiectare şi care îndeplinesc condiţiile egalităţilor: $IST=I_{ST}T=T_D=IT7=30\ \mu m=A_s=6\sigma_N$ (pentru alezaj) şi $IST=I_{ST}T=T_d=IT7=$ $=T_d=30\ \mu m=6\sigma_N$ (pentru arbore).

La prelucrarea prin reglare manuală a celor două piese, rezultatele analizelor statistice decurgând asupra valorilor efective ale dimensiunilor pieselor, aserţiunile preliminarii logice coroborate cu prescripţiile standardizate şi ale literaturii de specialitate, dovedesc o translaţie centrifugă a domeniului de dispersie efectiv, deplasarea făcându-se înspre partea de maximum de material a piesei. Prescripţiile cu caracter calitativ au calitate truistică. Asemenea aprecierile cu caracter calitativ, imanente specificaţiilor standardizate sunt incontestabile. Ca noţiune conexă fenomenului de deplasare centrifugă a domeniului abaterilor efective, apare aceea de AJUSTAJ PROBABIL. Întreg fondul suficient de extins al problemei, va fi reluat în cursul lucrării în detaliu, autorul neintenţionând să se eschiveze de la insistenţa manieristică, poate chiar obsesivă, privind metoda de interpretare predictivă şi de asemenea nu se desolidarizează de fondul soluţiilor adoptate, considerând conduita de tratare propusă ca fiind optimă.

Astfel în literatura de specialitate, dar mai ales în standardele în cazul prelucrării prin reglare manuală a maşinilor-unelte, toleranţa probabilă se specifică a fi situată astfel încât, maximul frecvenţei abaterilor care o formează, SĂ COINCIDĂ CU VALOAPEA PRIMEI TREIMI a câmpului de toleranţă specificat. Se consideră implicit că toleranţa probabilă (dacă se supune legilor de distribuţie normală) se extinde pe intervalul de 2/3 din toleranţa specifică. În figura 1.27, autorul pentru a nu se preta la calitatea de a pronunţa sentinţe imuabile, a admis, însă, provizoriu şi această ipoteză. Astfel în sectorul al doilea, sunt reprezentate domeniile de dispersie ale celor două piese, respectându-se condiţia: $T_{D\ prob}=T_{d\ prob}=2/3T_D=2/3T_d$; sunt valabile relaţiile $T_{Dpr}=T_{dp}=2/3T_D=$ $=2/3T_d=20\ \mu m$ şi $T_{Dpr}=2/3T_D=T_{ST1}=T_{prob}=20\ \mu m=6\sigma_{ST1}$ (pentru alezaj) şi $T_{dpr}=$ $=2/3T_d=T_{ST1}=T_{prob}=20\mu m=6\sigma_{ST1}$ (pentru arbore). În următorul sector s-a reprezentat condiţia practică, cu toleranţele practice T_{Dp} şi T_{dp} ale căror domenii au fost împărţite în intervale proprii mărimilor abaterilor. S-au construit poligoanele de frecvenţă şi histogramele. Se fac valabile relaţiile:

$T_{Dp}=18\ \mu m=6\sigma_p$ (pentru alezaj) şi $T_{dp}=18\ \mu m=6\sigma_p$ (pentru arbore). Au fost figurate deplasările centrifuge $+\Delta D=5\ \mu m$ şi $-\Delta d=5\ \mu m$, în baza cărora se vor opera corecţiile (K) subiect care va fi tratat în detaliu în capitolul 3.

Scanned with OKEN Scanner

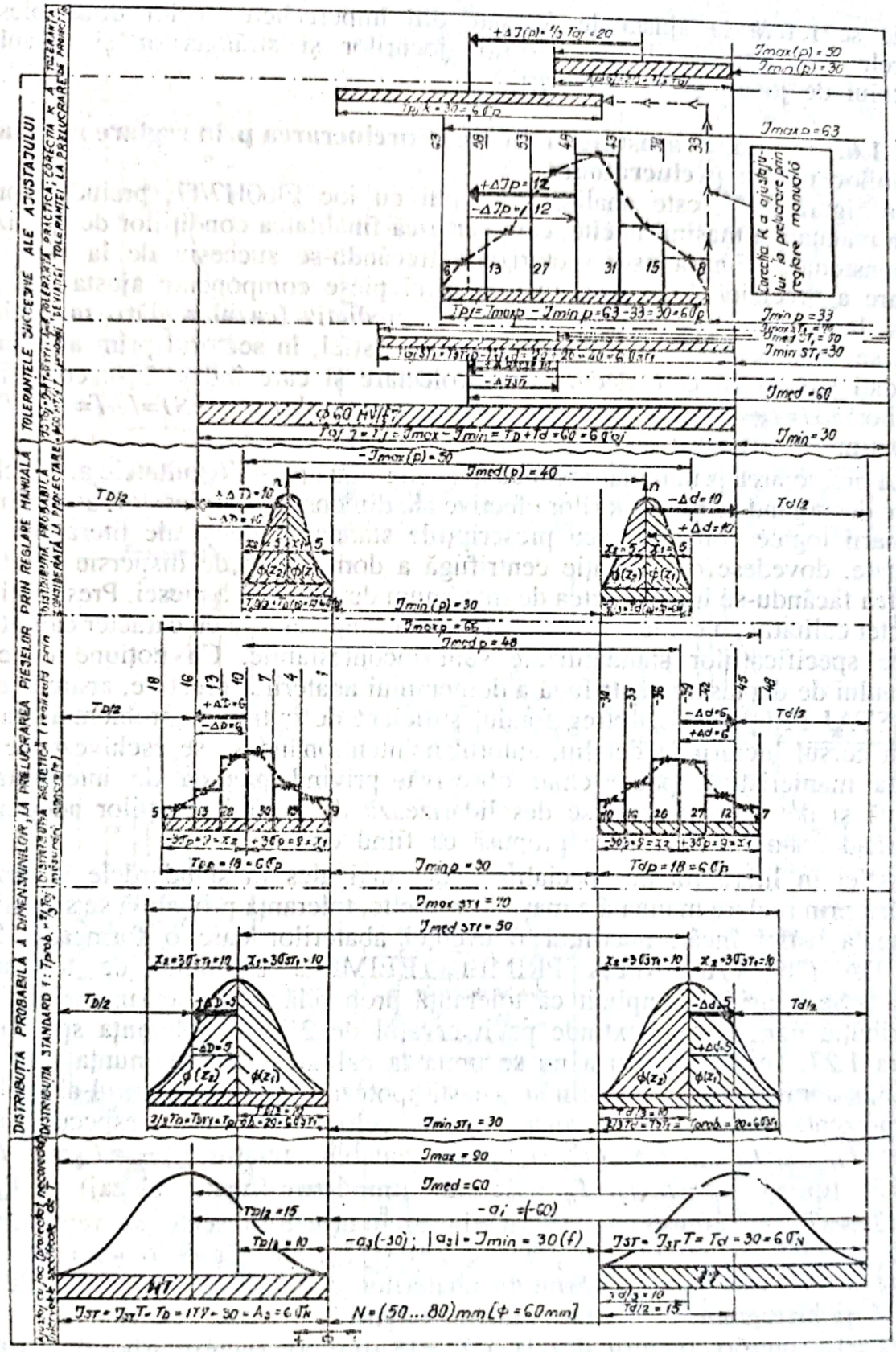


Fig. 1.27. Distribuția abaterilor, a valorilor jocurilor la ajustajul Ø60H7/f7 prelucrat prin reglare manuală a mașinilor-unelte.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru o serie de motive, sprijinite teoretic și practic, și mai ales ținând seama de tendința de progres care este un deziderat firesc, autorul în teoria expusă cu caracter aserțional preliminar ca notă predictivă, CONSIDERĂ EXTENSIA DOMENIULUI TOLERANȚEI PRACTICE în intervalul de $1/3T_D$ și $1/3T_d$, adică $T_{D(p)}=T_{d(p)}=1/3T_{piesă}$. Justificările sunt subliniate în cuprinsul lucrării. În sectorul al 4-lea sunt reprezentate valorile și pozițiile celor două domenii. Sunt specificate și valorile de variație poziționlă, $+\Delta D$=10 μm și $-\Delta d$=10 μm pentru care va interveni corecția cuvenită. În sectoarele următoare sunt analizate toleranțele succesive ale ajustajului.

1.1.6.7.7. Analiza ajustajelor cu strângere, la prelucrarea prin reglare manuală a mașinilor-unelte

În figura 1.28, este analizat ajustajul cu strângere Ø110H6/r6, în toate ipostazele succesive variabile în funcție de factorii analizați în cadrul cazului precedent (1.1.6.7.6). În expunerea care vine să elucideze problemele aferente amplasării și extinderii domeniilor de dispersie, nu apar diferențe față de cele ale ajustajului cu joc tratat anterior. (Bineînțeles condiția diferenței de bază este respectată; $J=-S$). Dacă în cazul ajustajelor cu joc variația centrifugă a abaterilor creează tendințe de migrație către jocul minim, la ajustajele cu strângere aceeași variație centrifugă determină tendința de migrație către strângerea maximă. Observațiile de principiu de la subcapitolul precedent sunt valabile și în cazul prezentului capitol.

1.1.6.7.8. Analiza ajustajelor de trecere, la prelucrarea prin reglare manuală a mașinilor-unelete

În figura 1.29, se analizează condiția comportamentală la ajustajele intermediare. Figura este sectorizată pe trei linii, pentru tratarea celor trei cazuri posibile la ajustajele intermediare (linia 1: $J_{max} > S_{max}$; linia a 2-a: $J_{max}=S_{max}$ și linia a 3-a $J_{max} < S_{max}$). În decursul ipostazelor de variație valorică și poziționlă (ca și în cazurile precedente, 1.1.6.7.7 și 1.1.6.7.6) se enumeră, următoarele sectoare:

În sectorul prim, sunt reprezentate la scară toleranțele celor trei ajustaje considerate:

Ø60H7/j7, Ø60H7/k7 și Ø60H7/m7. Sunt valabile relațiile:

$$IST=I_{ST}\text{-}T=T_D=A_s=IT7=30\ \mu m=6\sigma_N \text{ (pentru alezaj)}$$

și $$IST=I_{ST}\text{-}T=T_d=IT7=30\ \mu m=6\sigma_N \text{ (pentru arbore).}$$

Observație: în relațiile de mai sus, abreviația "standard" *ST**, apare cu asterisc, pentru a se diferenția de noțiunea, toleranța standard (T_{ST}). Aici, dacă *ST** (apare cu asterisc) se va înțelege toleranța cuprinsă în tabelele standard. În cazul în care *ST* este notat fără asterisc, se va referi la valoarea extensiei toleranței obținute prin reglarea manuală.

În sectorul al doilea, se acceptă condiția stipulată în prescripțiunile standard (ISO), referitoare la toleranța probabilă și la ajustajul probabil, conform cărora dispersia standard 1, respectă condițiile, $\overline{X}=1/3T$ (media aritmetică a abaterilor este egală cu 1/3 din toleranța piesei. iar amplasarea este cu caracter centrifug,

Scanned with OKEN Scanner

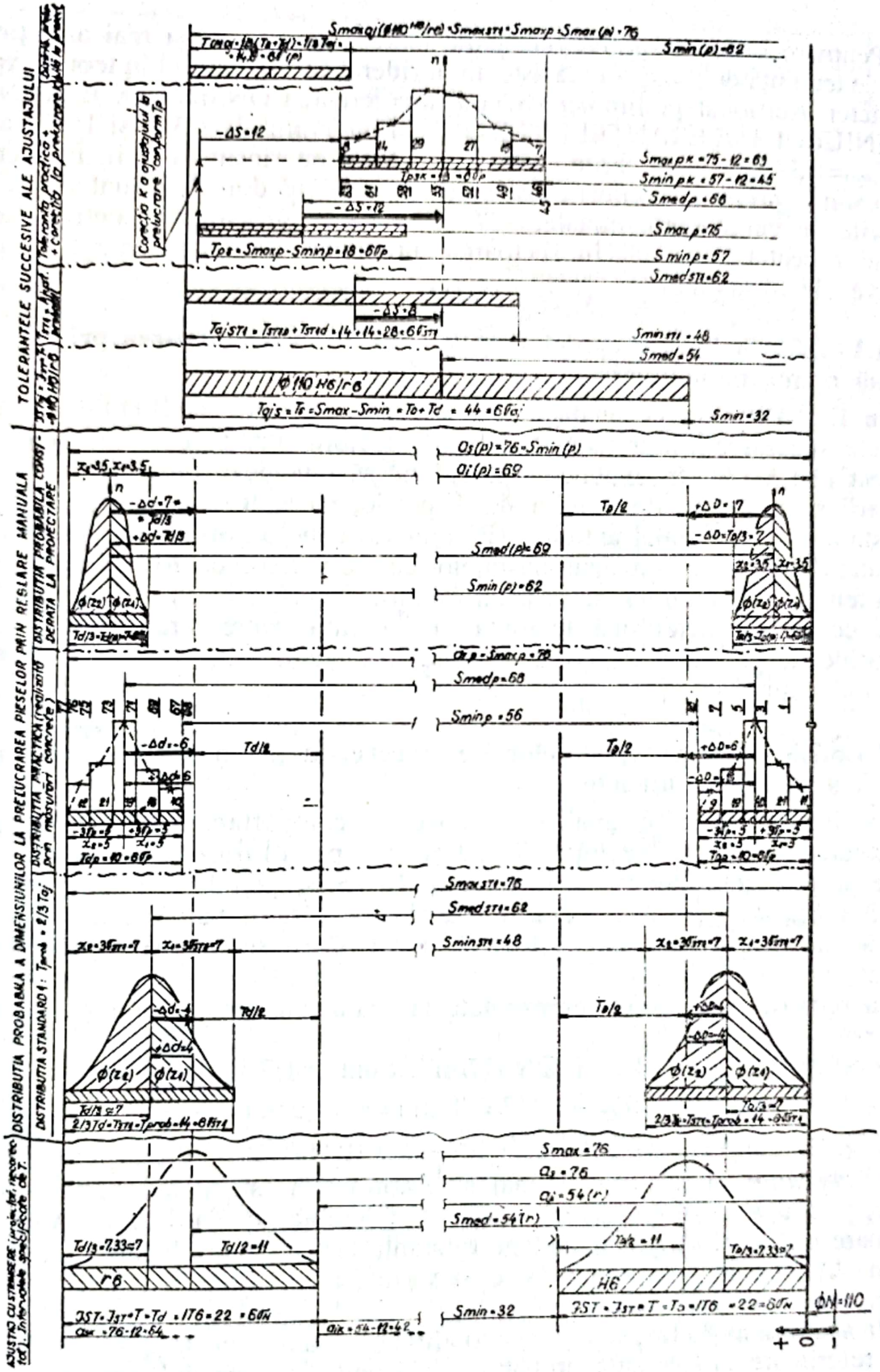


Fig: 1.28. Distribuția abaterilor, a valorilor strângerilor la ajustajul Ø110H6/r6 prelucrat prin reglarea manuală a mașinilor-unelte.

Scanned with OKEN Scanner

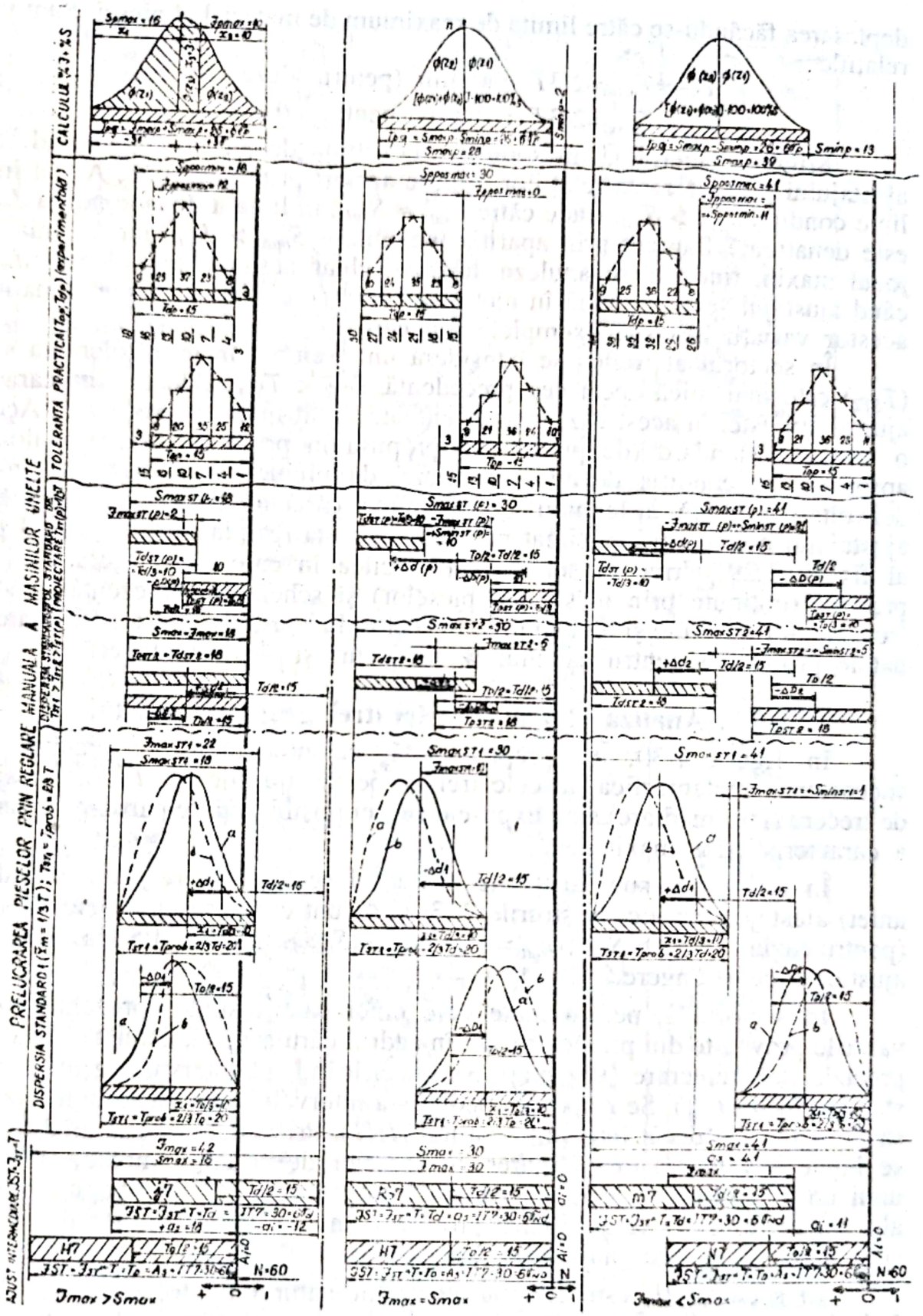


Fig. 1.29. Distribuția jocurilor și strângerilor la ajustajele intermediare.

deplasarea făcându-se către limita de maximum de material al piesei. Sunt valabile relaţiile:

$T_{ST1}=T_{prob}=2/3T_D=20$ µm (pentru alezaj) şi

$T_{ST1}=T_{prob}=2/3T_d=20$ µm (pentru arbore).

Migraţia determină micşorarea procentului de jocuri, denaturând calitatea ajustajului prin alterarea relaţiilor impuse apriori prin proiectare. Astfel în prima linie condiţia $J_{max} > S_{max}$ tinde către $J_{max} \approx S_{max}$, în linia a doua condiţia $J_{max}=S_{max}$ este denaturată flagrant prin apariţia inegalităţii $S_{max} > J_{max}$, iar în linia a treia, jocul maxim tinde să se anuleze, apărând chiar neşansa de a deveni $J_{max} < 0$, când ajustajul se transformă în ajustaj cu strângere. (Obs. calculele analitice ale acestor variaţii însoţesc exemplele din cap. 3).

În sectorul al treilea se consideră un exemplu în care toleranţa standard (T_{ST2}) este mai mică decât cea precedentă $T_{ST2} < T_{ST1}$. Denaturarea caracterului ajustajului este, în acest caz, mai accentuată decât în cazul precedent. Acceptând o toleranţă standard (de proiectare) propusă în prezenta lucrare (valoare mai apropiată de condiţia devenirii preciziei de prelucrare în baza prognozei de dezvoltare istorică a tehnicii), denaturarea caracteristicilor de asamblare ale ajustajului este şi mai subliniat marcată. Aceasta rezultă din sectorul al patrulea al figurii 1.29. Urmează sectorul al cincilea în care sunt figurate toleranţele practice (obţinute prin măsuratea pieselor) şi schemele reprezentând poligonul frecvenţelor absolute şi histograma. În sectorul al şaselea sunt reprezentate grafic, datele problemei pentru calculul % de jocuri şi % de strângeri.

1.1.6.7.9. Analiza globală a celor trei grupe de ajustaj

În figura 1.30, este reprezentată, ca modalitate de analiză globală, succesiunea metamorfică, la cele trei grupe de ajustaje (J, T, S). La ajustajele de trecere (intermediare) sunt expuse cele trei posibilităţi de participare cantitativă a caracteristicilor maxime.

În primul şir sunt analizate în cadrul sectoarelor respective (indicate în antet) ajustajele cu joc. În şirurile 2, 3, şi 4 sunt cuprinse ajustajele intermediare (pentru cazurile $J_{max} > S_{max}$; $J_{max}=S_{max}$; $J_{max} < S_{max}$). În şirul al 5-lea, sunt analizate ajustajele cu strângere.

În sectorul I, pentru toate cele cinci cazuri sunt reprezentate la scară, valorile provenite din proiectare, act în cadrul căruia specialistul avizat a proiectat precizia de prelucrare (vezi cap. 3), specificând un interval legiferat din fişele standardizate (ILT). Se respectă condiţia ca intervalul specificat de toleranţă (IST) să fie mai mare decât intervalul natural (INT). Prin intervalul natural de toleranţă se înţelege valoarea de palmares cu caracter de condiţie medie, şi în limitele unui cost rentabil, de care se bucură întreg ansamblul de operaţii tehnologice ale unităţii căreia i se adresează proiectul. În caz contrar eforturile tehnologice sunt mari, exagerate sau chiar imposibil de realizat.

În sectorul II, este figurat intervalul natural de toleranţă (INT). Acesta îndeplineşte condiţia în discuţie din rândurile de mai sus, şi în plus este obligatorie (ca efect dirijat şi spontan) o micşorare a INT, prin efectul centripet de plasare preferenţială a abaterilor efective.

Scanned with OKEN Scanner

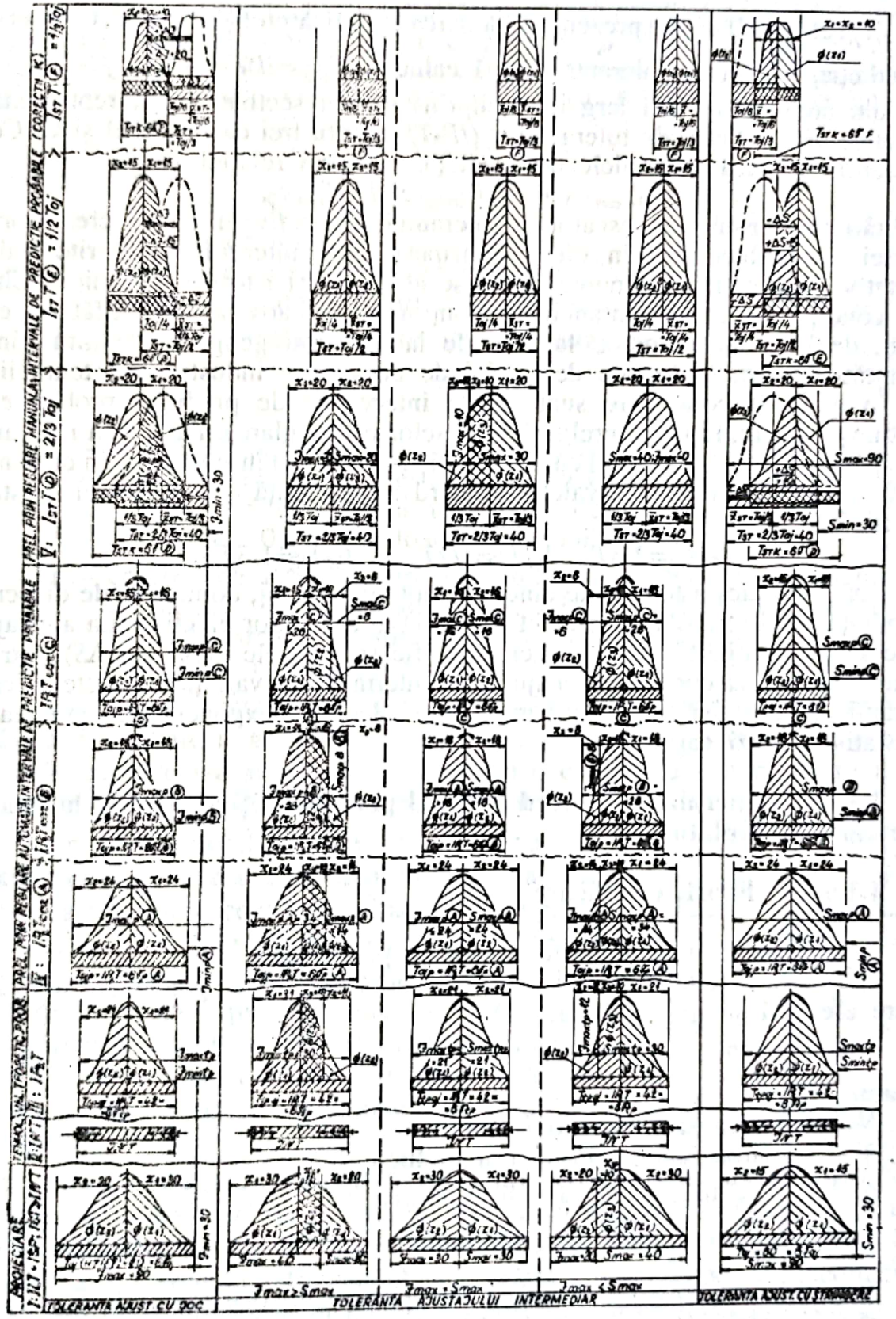


Fig. 1.30. Distribuția valorilor caracteristicilor de asamblare la cele trei grupe de ajustaj.

Scanned with OKEN Scanner

În sectorul III este reprezentată valoarea teoretică probabilă IP_2T, ca interval de predicție a mărimii toleranței, după calculul $T_{ajaj}=IP_2T=\sqrt{T_D^2+T_d^2}$.

Într-un interval mai larg (IV) cuprins în trei sectoare, sunt reprezentate intervalele de predicție ale toleranțelor (IP_3T), pentru trei cazuri A, B și C. Cele trei cazuri, situează intervalele de predicție conform relației:

$$IP_3T_{caz\,(A)} > IP_3T_{caz\,(B)} > IP_3T_{caz\,(C)},$$

inegalități (în sensul descrescător al toleranței, respectiv în sensul crescător al preciziei de prelucrare prin efect centripet), care intervin la diferite valori (cantitativ) în funcție de fenomenul firesc al evoluției istorice a tehnicii. Chiar și în condiții de contemporaneitate, conținutul calitativ al inegalităților este valabil, de la o intreprindere la alta, de la un areal geografic la altul, între comunități umane, în funcție de gradul de dezvoltare industrială a tehnicii.

În antet în continuare sunt redate intervalele de predicție probabile și corecțiile necesare, în cazul prelucrării pieselor prin reglarea manuală a mașinilor unelte prelucrătoare. Domeniul cuprinde trei sectoare sub însemnul V, în cuprinsul căruia sunt reprezentate intervalele standard de toleranță $(I_{ST}T)$, în trei ipostaze valorice (D, E, F):

$$I_{ST}T_{(D)}=2/3T_{aj};\ I_{ST}T_{(E)}=1/2T_{aj}\ \text{și}\ I_{ST}T_{(F)}=1/3T_{aj}.$$

Sunt figurate în toate cele cinci exemple de ajustaj, domeniile de dispersie cu tendința lor de translație ca efect centrifug al abaterilor efective. La ajustajele cu joc și cu strângere s-au reprezentat grafic segmentele $(+\Delta J$ și $-\Delta S)$ potrivit cărora se efectuează corecțiile. La ajustajele intermediare, variațiile caracteristicilor de asamblare (J_{max} și S_{max}) fiind guvernate de efecte exponențiale, corecția se face statistic (vezi cap. 3)

1.1.6.8. Generalități privind calculul probabilităților aplicat la studiul mărimilor întâmplătoare

1.1.6.8.1. Erori, clasificare

1.1.6.8.1.1. Din punctul de vedere al proveniență lor.

a) Eroare rezultată prin prelucrarea tehnologică, care poartă denumirea de abatere efectivă și are valoarea.

$$\Delta p=N-X, \qquad (1.1.61)$$

în care:

N – valoarea sau cota nominală și

X – valoarea reală, reieșită din prelucrare;

b) Erori de măsurare, care au valoarea

$$\Delta m=X-E, \qquad (1.1.62)$$

în care:

E – valoarea efectivă, indicată de aparatul de măsurat.

Eroarea tehnică este egală cu suma celor două erori.

$$\Delta t=\Delta p+\Delta m=N-X+X-E=N-E. \qquad (1.1.63)$$

Scanned with OKEN Scanner

Dacă eroarea de prelucrare este datorată impreciziilor sistemului tehnologic clasic maşina-unealtă–piesă–sculă–dispozitiv, şi deci nu face obiectul de preocupare al prezentei lucrări; eroarea de măsurare, rezultat al procesului de măsurare în sine şi al factorilor ce îl însoţesc, poate fi estimată cu ajutorul relaţiei.

$$\Delta m=\varepsilon_i+\varepsilon_r+\varepsilon_{fm}+\varepsilon_t, \tag{1.1.64}$$

în care:

ε_i – eroarea de indicaţie;
ε_r – eroarea de reglare;
ε_{fm} – eroarea datorată forţei de măsurare;
ε_t – eroarea datorată variaţiilor de temperatură.

Eroarea de indicaţie (ε_i) este dată de relaţia:

$$\varepsilon_i=\varepsilon_j+\varepsilon_c, \tag{1.1.65}$$

în care

ε_j – eroarea datorată jocurilor dintre piesele componente ale mijlocului de măsurare, eroare ce creşte o dată cu creşterea numărului de ajustaje cu joc din construcţia mijlocului de măsurare. ε_j nu trebuie să depăşească 0,5 din valoarea diviziunii scării;

ε_c – eroarea de citire, eroare care depinde de mai mulţi factori: tipul constructiv al scării gradate (fig. 1.31) (se referă situaţiei din poziţia b); calificarea şi conştinciozitatea operatorului, ritmul de efectuare al citirilor şi eroarea de paralaxă.

Eroarea de reglare (ε_r) apare ca urmare a reglării aparatului în vederea măsurării şi poate fi generată de: eroarea piesei etalon, a calei sau a blocului de cale cu care s-a reglat aparatul la zero; eroarea de suprapunere a acului indicator peste reperul zero; eroarea de indicaţie.

Eroarea datorată forţei de măsurare a aparatului (ε_{fm}), apare atât datorită deformaţiilor locale care au loc la contactul palpatorului cu piesa (deformaţii favorizate de rugozitatea suprafeţei şi duritatea materialului, cât şi datorită deformaţiilor elastice în cazul pieselor sau aparatelor de măsurare de rigiditate redusă). Reducerea influenţei acestei erori se realizează prin limitarea forţei de măsurare sau evitarea aparatelor cu forţă de măsurare.

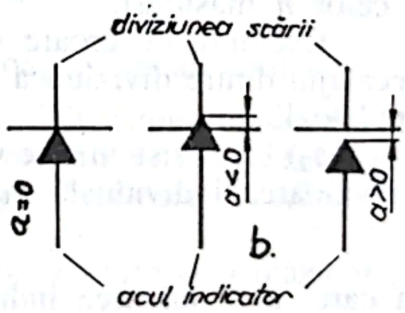


Fig. 1.31. Tipul constructiv al scării gradate.

Eroarea datorată influenţei temperaturii (ε_t), apare ca urmare a diferenţelor de alungire (contracţie) între piesa de măsurat şi mijlocul de măsurare ca urmare a temperaturilor diferite la care se găsesc acestea şi a coeficientului de dilatare termică a materialului. În scopul micşorării acestei erori se recomandă ca măsurarea să se efectueze în incinte termostatate. Măsurarea pieselor în timpul procesului de prelucrare conduce la valori ale dimensiunilor măsurate afectate de eroarea de temperatură.

Scanned with OKEN Scanner

1.1.6.8.1.2. Din punct de vedere al naturii lor, erorile se clasifică în:

a) *Erori sistematice*, cele care se manifestă la fiecare măsurare cu aceeaşi valoare (sau dacă sunt variabile, variaţia lor se face după o lege cunoscută). Ele cuprind erorile controlabile ale aparatelor de măsurat, ale metodelor de măsurare şi cele care depind de influenţele măsurabile ale factorilor mediului exterior. Ele se subclasifică:

a_1) Erori sistematice constante, cu valoarea Δs=const., indiferent de numărul de măsurări. Acestea se încadrează în formulele măsurărilor în felul următor:

$$\begin{aligned} X_1' &= X+\Delta_1+\Delta_s \\ X_2' &= X+\Delta_2+\Delta_s \\ &\cdots\cdots\cdots \\ X_n' &= X+\Delta_n+\Delta_s \end{aligned} \qquad (1.1.66)$$

în care:

$X_1', X_2', X_3' \ldots X_n'$ – rezultatele unui număr de n măsurări, indicate de mijlocul de măsurare, la aprecierea aceleiaşi mărimi:

X – valoarea reală a mărimii;

$\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \ldots \Delta_n$ – erorile întâmplătoare ale fiecărei măsurări, de la măsurarea întâia la cea de a n–a;

Δ_s – eroarea sistematică constantă. Acţiunea de înlăturare a erorii sistematice se numeşte "*corecţie*".

$$\begin{aligned} X_1'-\Delta_s &= X+\Delta_1 \\ X_2'-\Delta_s &= X+\Delta_2 \\ &\cdots\cdots\cdots \\ X_n'-\Delta_s &= X+\Delta_n \end{aligned} \qquad (1.1.67)$$

după care se obţin $X_1, X_2, X_3 \ldots X_n$ care vor constitui şirul rezultatelor corectate a celor n măsurări.

Exemplu de eroare sistematică constantă ar putea fi acela care apare la decalajul dintre diviziunea zero şi indicaţia zero la aparatele de măsurat cu scări gradate liniare.

a_2) Erori sistematice variabile proporţional, a căror valori sunt proporţionale cu valoarea individuală măsurată având ca lege de variaţie

$$\Delta_s = k \cdot x \qquad (1.1.68)$$

în care: x – valoarea individuală măsurată;

k – o constantă.

De exemplu, la măsurarea cu minimetru (vezi demonstraţia la capitolul respectiv), datorită schemei cinematice apare o eroare sistematică de forma:

$\Delta_s = a\frac{\varphi^3}{6}$ în care φ este valoarea unghiului în funcţie de care valoarea individuală măsurată, variază proporţional.

a_3) Erori sistematice variabile periodic, a căror lege de variaţie are forma

$$\Delta_s = f(x) \qquad (1.1.69)$$

în care x este variabil periodic.

Scanned with OKEN Scanner

Aceste erori apar la aparatele de măsurat cu cadran circular, datorită excentricității centrului de rotație al acului indicator față de centrul cadranului

a_4) Erori sistematice variabile după o lege oarecare, de forma:

$$\Delta_x = f(x), \tag{1.1.70}$$

în care x, valoarea individuală măsurată, variază după o lege oarecare. Un exemplu: erorile sistematice ale micrometrului (variază după o lege oarecare în funcție de abaterile șurubului micrometric).

a_5) Erorile sistematice nestăpânite, care vor fi considerate erori întâmplătoare.

b) *Erori întâmplătoare* a căror mărime și ale căror semne variază la întâmplare în șirul de valori care rezultă la măsurarea aceleiași mărimi, măsurare care decurge în aceleași condiții. Ele nu se supun unei anumite legi de variație. Prezintă însă o lege de distribuție preferențială. Ele apar datorită influenței unui număr mare de factori nestăpâniți la rândul lor de erorile obiectului de măsurare, ale mijlocului de măsurare, ale metodei și ale factorilor însoțitori măsurării.

Erorile întâmplătoare nu pot fi cunoscute la valoarea lor reală. În consecință, nu se pot face corecții decât cu un anumit grad de aproximație. Influența lor asupra rezultatului măsurării poate fi numai atenuată. Aceasta prin operațiunile de aplicare a calculului probabilităților la studiul mărimilor întâmplătoare.

Erorile întâmplătoare determinate printr-o anumită metodă constituie adevăruri relative, exprimate cu un anumit grad de aproximație. Ele se clasifică:

b.1. Din punct de vedere al posibilităților de cunoaștere.

b.1.1. Eroare întâmplătoare reală, a cărei valoare nu poate fi cunoscută, încadrată într-o formulă de forma:

$$\Delta_k = X_k - X, \tag{1.1.71}$$

în care

X_k – valoarea indicată la cea de a k-a măsurare;

X – valoarea reală a mărimii măsurate.

b.1.2. Eroare întâmplătoare aparentă, a cărei valoare se poate calcula cu un anumit grad de aproximație în funcție de ipoteza, potrivit căreia valoarea $\overline{X}$, (media aritmetică a unui șir de n rezultate ale măsurării, efectuate asupra aceleiași mărimi reale X), este considerată ca fiind cea mai apropiată valoare de valoarea reală a mărimii măsurate.

Astfel, dacă se obțin $X_1, X_2, \ldots X_n$, șirul mărimilor indicate la n măsurări, date de relațiile

$$\begin{aligned} X_1 &= X + \Delta_1 \\ X_2 &= X + \Delta_2 \\ &\ldots\ldots \\ X_n &= X + \Delta_n \end{aligned} \tag{1.1.72}$$

valorile reale ale erorilor întâmplătoare vor fi

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= X_1 - X \\ \Delta_2 &= X_2 - X \\ &\ldots\ldots \\ \Delta_n &= X_n - X, \end{aligned} \tag{1.1.73}$$

Scanned with OKEN Scanner

a căror medie aritmetică:

$$M_{\Delta}=\frac{\Delta_1+\Delta_2+K\ \Delta_n}{n}=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\Delta_i, \tag{1.1.74}$$

va tinde către zero atunci când numărul măsurătorilor $n\to\infty$. Dacă notăm cu $\overline{X}$ media aritmetică a celor n măsurări:

$$\overline{X}=\frac{X_1+X_2+K\ X_n}{n}=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}X_i, \tag{1.1.75}$$

şi considerând că mărimea $\overline{X}$ este cea mai apropiată valoare de valoarea mărimii măsurate, se obţine şirul erorilor întâmplătoare aparente:

$$\begin{aligned}\delta_1&=X_1-\overline{X}\\ \delta_2&=X_2-\overline{X}\\ &\cdots\\ \delta_n&=X_n-\overline{X}\end{aligned} \tag{1.1.76}$$

b.2. Din punctul de vedere al modului de referire erorile întâmplătoare se clasifică în:

b.2.1. Eroare întâmplătoare absolută, de forma:

$$\Delta_i=X_i-\overline{X}, \tag{1.1.77}$$

b.2.2. Eroare întâmplătoare relativă, la care valoarea erorii întâmplătoare absolute se raportează la mărimea determinată prin măsurare:

$$\Delta_{ir}=\frac{X_i-\overline{X}}{\overline{X}} \tag{1.1.78}$$

Erorile grosolane sau greşelile, nu fac parte din clasificarea de mai sus, ele sunt acelea care pot şi trebuie oricând evitate, provenind din manevrări greşite, din alegerea nepotrivită a metodei de măsurare, din necunoaşterea obiectului măsurării, din calcule inexacte etc.

1.1.6.8.2. Aplicaţii ale calculului probabilităţilor la studiul mărimilor întâmplătoare

Noţiunile legate de mărimile întâmplătoare, de asemenea calculul efectuat asupra acestora, se vor studia luând spre exemplificare cazul măsurărilor multiple ale aceleiaşi mărimi, elementele stabilite pentru acest caz fiind valabile pentru oricare grup al mărimilor întâmplătoare.

Rezultatele măsurărilor multiple efectuate în aceleaşi condiţii asupra aceleiaşi mărimi, vor diferi între ele datorită unor fenomene întâmplătoare.

În urma unui număr „n" de măsurări se obţine şirul rezultatelor măsurărilor X'_1, X'_2, ..., X'_n date de relaţiile (1.1.66).

Aceste relaţii sunt afectate de eroarea sistematică Δ_S. Aceasta este obligatoriu a fi determinată şi apoi înlăturată din valorile rezultate din măsurare prin operaţia de *corecţie*. Se va obţine astfel, şirul rezultatelor corectate ale măsurărilor X_1, X_2, X_3, ... X_n date de relaţiile (1.1.67), a căror medie aritmetică $\overline{X}$ este dată de relaţia (1.1.75). Erorile întâmplătoare aparente se calculează cu ajutorul relaţiilor (1.1.76).

Scanned with OKEN Scanner

Media aritmetică M_δ, a erorilor întâmplătoare aparente, va fi:

$$M_\delta = \frac{\delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + K + \delta_n}{n} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\delta_i . \qquad (1.1.79)$$

Teoria probabilităţilor stabileşte o serie de relaţii după care se guvernează legile caracteristice ale mărimilor întâmplătoare. Se va insista în mod deosebit asupra acelora care prezintă interes pentru practica măsurărilor de lungime.

Practica şi teoria arată că mărimile întâmplătoare se supun unei legi de distribuţie preferenţială. Caracteristica principală a distribuţiei o constituie eroarea medie pătratică, a unei serii de măsurări, notată cu σ, exprimată prin formula·

Prelucrarea datelor pentru un număr de „n" măsurări constă în următoarele.

a) Se împarte intervalul de dispersie al mărimii măsurate într-un număr k de intervale egale;

b) Se determină media aritmetică a fiecărui interval stabilit m_k;

c) Se stabileşte care este numărul de măsurări din cele n efectuate corespunzătoare fiecărui interval considerat „n_k". Acest număr reprezintă frecvenţa absolută a intervalului respectiv. În mod evident $\sum_{j=1}^{n} n_j = n$ – numărul total al măsurătorilor.

Raportând frecvenţa absolută a intervalului n_k la numărul total de măsurări n, se obţine frecvenţa relativă:

$$f_k = \frac{n_k}{n}; \qquad (1.1.81)$$

d) Se reprezintă grafic variaţia frecvenţei absolute (n_k) în funcţie de media intervalelor considerat (m_k), obţinându-se poligonul de frecvenţe (fig. 1.32).

Dacă în abscisă se reprezintă limitele comune (a_k) ale intervalelor şi în ordonată frecvenţa absolută se obţine histograma (fig. 1.33).

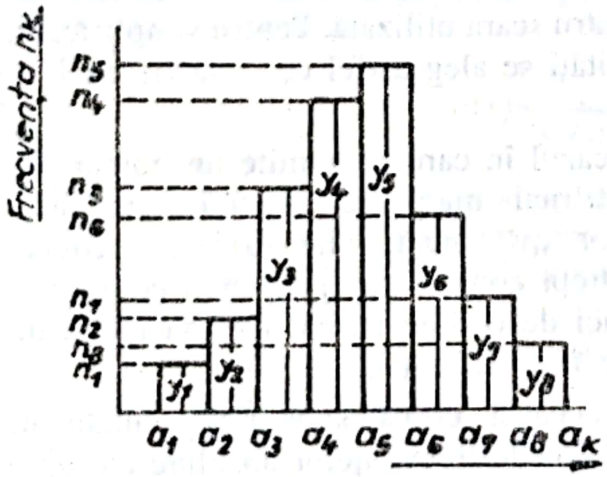


Fig. 1.32. Poligonul frecvenţelor.

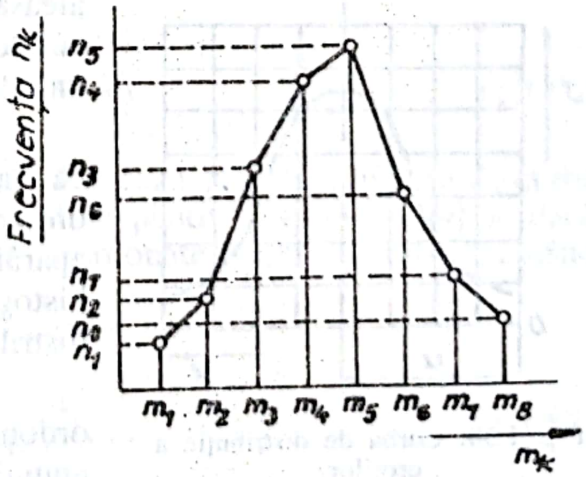


Fig. 1.33. Histograma.

Scanned with OKEN Scanner

În figura 1.33. se formează dreptunghiuri a căror suprafaţă este proporţională cu frecvenţa intervalului considerat. Din histogramă se obţin următoarele relaţii;

$$\begin{aligned} a \cdot y_1 &= C \cdot \frac{n_1}{n} \\ a \cdot y_2 &= C \cdot \frac{n_2}{n} \\ &\cdots\cdots\cdots\cdots \\ a \cdot y_k &= C \cdot \frac{n_k}{n}, \end{aligned} \qquad (1.1.82)$$

în care:

a – valoarea fiecărui interval, acceptată la o anumită scară;
$y_1, y_2, \ldots y_k$ – coordonatele, trasate proporţional cu frecvenţa absolută a intervalului la scara aleasă;
n – numărul total de măsurători;
C – coeficientul de proporţionalitate al scării alese.

Adunând termen cu termen în cei doi membri ai relaţiei (1.1.82) obţinem:

sau:

$$a \cdot \sum_{j=1}^{k} y_j = \frac{C}{n} \sum_{j=1}^{k} n_j, \qquad (1.1.83)$$

cum însă:

$\sum_{j=1}^{k} n_j = n$, relaţia devine:

$$a \cdot \sum_{j=1}^{k} y_j = \frac{C}{n} \cdot n = C. \qquad (1.1.84)$$

Primul termen al relaţiei reprezintă suprafaţa întregii histograme. În consecinţă „C“ reprezintă suprafaţa histogramei exprimată în unitatea de măsură aleasă pentru scara utilizată. Pentru simplificare, aceste unităţi se aleg astfel ca C să fie egal cu unitatea.

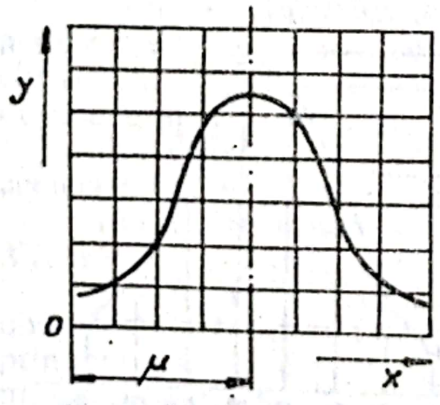


Fig. 1.34. Curba de distribuţie a erorilor.

În cazul în care se admite un număr din ce în ce mai mare de măsurări, numărul ordonatelor „y“ creşte, iar „a“ se reduce, apărând drept consecinţă apropierea conturului histogramei de o linie curbă, numită curbă de distribuţie a erorilor (fig. 1.34).

În această curbă sunt reprezentate în ordonată valorile frecvenţelor absolute ale unei anumite mărimi întâmplătoare, iar în abscisă

Scanned with OKEN Scanner

valorile unei anumite mărimi întâmplătoare. În cazul unui număr suficient de mare de măsurări, curba de distribuţie a erorilor se apropie de curba de distribuţie normală a cărei ecuaţie este:

$$f(x;\mu;\sigma)=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \qquad (1.1.85)$$

în care

$f(x;\mu;\sigma)$ – densitatea de probabilitate;
σ – eroarea medie pătratică (rel. 1.1.80);
x – variabila normală;
μ – media artimetică a variabilei normale.

Graficul funcţiei (1.1.85) este deseori numit „clopotul lui Gauss" datorită formei asemănătoare cu un clopot. Funcţia $f(x;\mu;\sigma)$ este simetrică în raport cu $x=\mu$, având un maxim valoric $(\mu, 1/\sigma, 2\pi)$ şi având ca asimptotă orizontală la ambele ramuri ale clopotului dreapta OX. În punctele $\mu-\sigma$ şi $\mu+\sigma$ curba îşi modifică convexitatea.

O dată cu modificarea valorii disperisiei σ forma curbei se modifică: pentru σ mic se obţine o curbă ascuţită, iar pentru valori mai mari ale lui σ, o curbă turtită (fig. 1.35).

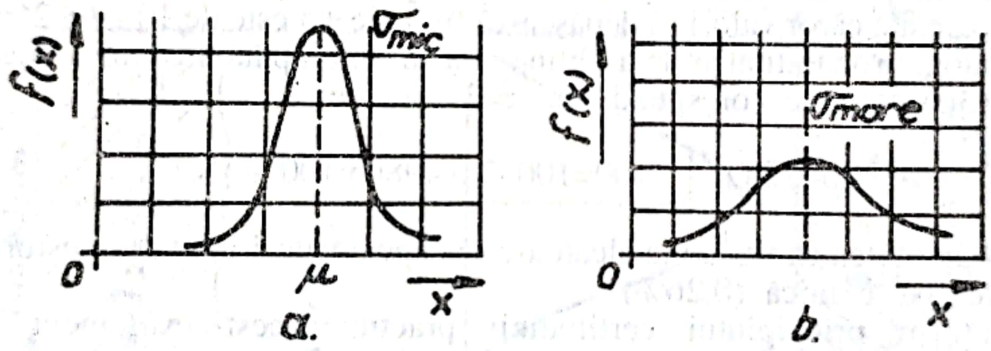


Fig. 1.35. Densitatea repartiţiei. a) – cu dispersie relativ mică; b) – cu dispersie relativ mare.

Dacă menţinem constant pe σ şi variem pe μ, aceasta nu implică schimbarea formei curbei ci doar o deplasare pe axa OX. Aria închisă de graficul funcţiei şi axa OX are forma;

$$F(x)=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\int_{-\infty}^{\infty}e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}}\cdot dx. \qquad (1.1.86)$$

Dacă se consideră pentru simplificare, că întrega suprafaţă închisă de curbă are o valoare egală cu unitatea, ipoteză valabilă pentru $x \in (-\infty, \infty)$ şi dacă se execută o translaţie a originii axelor de coordonate astfel că $\mu=0$ efectuând în acelaşi timp substituţia:

$$\frac{x}{\sigma}=z \text{ şi deci } dx=\sigma dz,$$

funcţia de repartiţie devine:

$$\varnothing(z)=\frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_{0}^{z}e^{-\frac{z^2}{2}}dz. \qquad (1.1.87)$$

Scanned with OKEN Scanner

Relația (1.1.87) definește funcția integrală a lui Laplace sau funcția normală a lui Laplace, și reprezintă jumătatea ariei închisă de curbă, și axa absciselor. Datorită simetrici față de origine, este deci suficient să se calculeze valorile funcției pentru $z > 0$ (tab. 1.2).

Tabelul 1.2

Valorile $\varnothing(z)$ în funcție de z (parțial)

z	$\varnothing z$	z	$\varnothing z$	z	$\varnothing z$	z	$\varnothing z$
0	0,0398	0,35	0,1368	0,7	0,2580	1,5	0,4332
0,15	0,0596	0,40	0,1554	0,8	0,2881	1,8	0,4641
0,2	0,0793	0,45	0,1736	0,9	0,3159	2,0	0,4772
0,25	0,0987	0,50	0,1915	1,0	0,3413	2,5	0,4938
0,30	0,1197	0,5	0,2275	1,2	0,3849	3	0,49865

Pentru $z=1$ dacă se consideră substituția făcută $x/\sigma=z$, rezultă $x=\sigma$, pentru care curba va avea o împrăștiere în abscisă de $\pm\sigma$ și o probabilitate de:

$$2\varnothing(z)\Big|_0^1 = 2\cdot 0{,}3413 = 0{,}6826,$$

ceea ce revine procentual la 68,26%. Deci probabilitatea de a obține mărimi întâmplătoare ale căror valori să depășească limitele $\pm\sigma$ este de 100–68,26=31,74%.

Analog, probabilitatea de a obține mărimi întâmplătoare care să depășească limitele $\pm 3\sigma$, ceea ce corespunde lui $z=3$ este de:

$$100-2\varnothing(z)\Big|_0^3 \cdot 100 = 100-2\cdot 0{,}49865\cdot 100 \cong 0{,}26\%.$$

Deci, probabilitatea ca variabila aleatoare să capete valori în afara acestui domeniu ($\pm 3\sigma$) este foarte mică (0,26%).

Conform principiului certitudinii practice acest eveniment poate fi considerat ca imposibil.

e) se calculează media aritmetică a măsurărilor $\overline{X}$ cu relația (1.1.75).

f) Se calculează eroarea medie pătratică σ utilizând relația (1.1.80).

i) Se determină procentajul de piese bune:

$$P_b\% = [\varnothing(z_1)+\varnothing(z_2)]\cdot 100, \tag{1.1.88}$$

și rebut:

$$R\% = 100\% - P_b\%, \tag{1.1.89}$$

din care rebut recuperabil:

$$R_r\% = [0{,}5-\varnothing(z_2)]\cdot 100, \tag{1.1.90}$$

și rebut nerecuperabil:

$$R_n\% = [0{,}5-\varnothing(z_1)]\cdot 100, \tag{1.1.91}$$

în care așa cum am văzut:

$$z_1 = \frac{x_1}{\sigma} = \frac{M_\delta - A_i}{\sigma}; \quad z_2 = \frac{x_2}{\sigma} = \frac{A_S - M_\delta}{\sigma}$$

Scanned with OKEN Scanner

unde:

A_i, A_s – abaterea inferioară, respectiv superioară a dimensiunii controlate în cadrul celor „n" măsurări.

Aplicație

La prelucrarea unui lot de N=100 arbori, având cota nominală și abaterile de:

$$\varnothing 50^{+0,053}_{+0,013}\ \text{mm},$$

după măsurarea lor și prelucrarea rezultatelor măsurărilor s-au obținut:

$$M_\delta = 31\ \mu\text{m} \text{ și } \sigma = 12{,}2\ \mu\text{m}.$$

Se cer referiri asupra preciziei de prelucrare prin calculul procentului de arbori „buni" și „rebut", pentru cazul în care prelucrarea se continuă cu același proces tehnologic și cu același reglaj al mașinii.

Se reprezintă câmpul de toleranță al piesei și curba de distribuție teoretică și cea practică obținută (fig. 1.36, a).

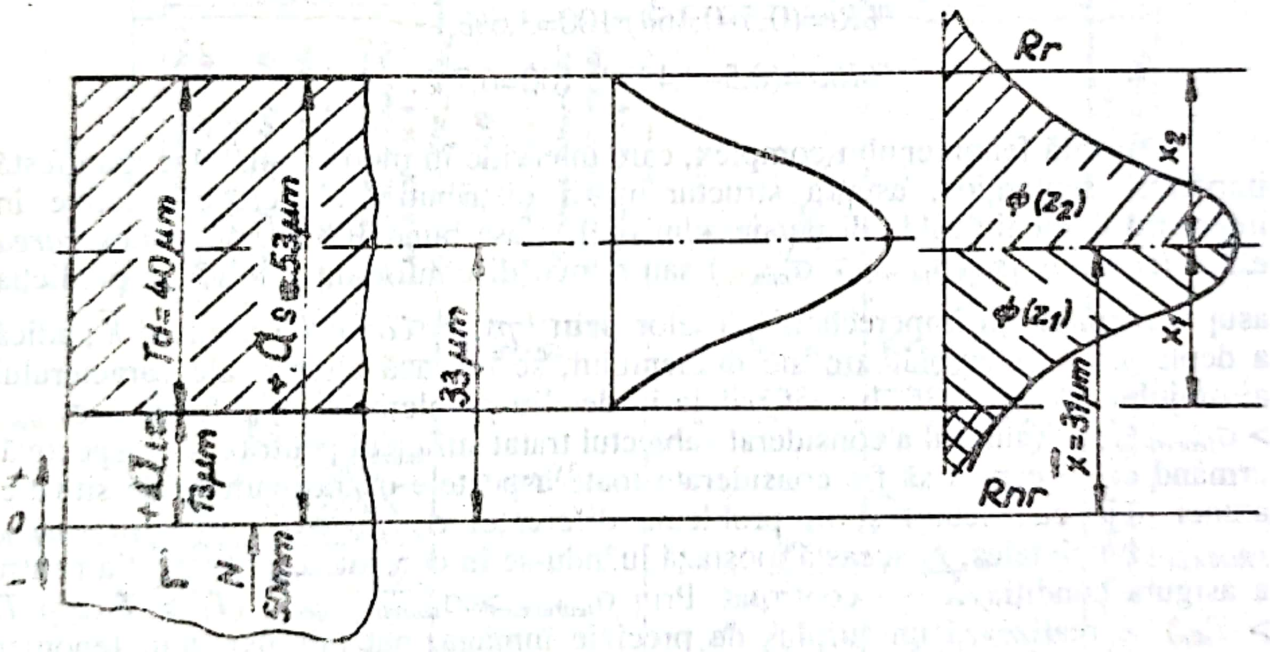


Fig. 1.36, a. Curbele de distribuție teoretică și practică

Procentul de piese „bune" este dat de relația:

$$\%Pb = [\varnothing(z_1) + \varnothing(z_2)] \cdot 100.$$

Procentul de piese rebut rezultă din:

$$\%Pr = 100\% - \%Pb,$$

din care procentul de piese rebut recuperabil:

$$\%Rr = [0{,}5 - \varnothing(z_2)] \cdot 100,$$

Scanned with OKEN Scanner

iar procentul de piese rebut nerecuperabil:

$$\%Rnr=[0,5-\varnothing(z_1)]\cdot 100.$$

Pentru calculul funcţiilor $\varnothing(z_1)$ şi $\varnothing(z_2)$ se calculează valorile.

$$z_1=\frac{x_1}{\sigma}=\frac{M_\delta - A_{id}}{\sigma}=\frac{31-13}{12,2}=1,5$$

şi

$$z_2=\frac{x_2}{\sigma}=\frac{A_{sd}-M_\delta}{\sigma}=\frac{53-31}{12,2}=1,8,$$

valori pentru care funcţiile $\varnothing(z)$ se aleg din tabelul 1.2,

$$\varnothing(z_1)=0,4332;\ \varnothing(z_2)=0,464,$$

care înlocuite în formulele de mai sus vor da:

$$\%Pb=(0,4332+0,464)\cdot 100=89,7\%;$$

$$\%Pr=100-89,7=10,3\%;$$

$$\%Rr=(0,5-0,464)\cdot 100=3,6\%;$$

$$\%Rnr=(0,5-0,4332)\cdot 100=6,7\%.$$

Datorită fenomenului complex, care intervine în mod spontan (se manifestă imperativ sentenţios, asupra structuralizării distribuţiei abaterilor efective în interiorul domeniului de dispersie admisibil, piese bune 100%), **prin** *micşorarea extensiei în abscisă* ($\sigma_{teoretic} > \sigma_{practic}$) sau şi mai disconfortant privitor la predicţia asupra rezultatului împerecherii pieselor **prin** *lipsa de control asupra lui* $\overline{X}$, adică a deplasărilor întâmplătoare ale domeniului, se creează alterări ale caracterului ajustajului. În fig. 1.36, b sunt redate în detaliu problemele: a) diferenţei $\sigma_{teoretic} > \sigma_{teoretic\ probabil}$ (autorul a considerat subiectul tratat suficient pentru faza respectivă, urmând ca în cap. 3 să fie considerate toate aspectele de rafinament de situaţie, atunci deja cunoscute) şi b) problema diferenţei $\sigma_{teoretic} >> \sigma_{STANDARD\ TEORETIC\ PROBABIL}$, bineînţeles, în această ipostază luându-se în considerare şi corecţia pentru a asigura condiţia $X \rightarrow$ controlat. Prin $\sigma_{teoretic} > \sigma_{teoretic\ probabil}$ ($T_D > T_{Dtp}$ şi $T_d > T_{dtp}$) se realizează un surplus de precizie înmagazinat (similar unui fenomen antipodic defavorabil însă, cel al „defectelor interioare ascunse"). Condiţia de mai sus ar putea fi numită „calitate superioară interioară ascunsă". Fenomenul intervine şi mai pregnant în cazul specificat cu *ATENŢIUNE, de la sfârşitul prezentului capitol.

În cap. 3 se stabilesc măsurile preventive, cu caracter profilactic, prin corecţiile de ansamblu, efectuate în scopul reglementării tendinţelor de migraţie (centrifugă şi/sau centripetă), şi mai ales pentru a beneficia de un anumit cuantum al atributului de „calitate suplimentară ascunsă". Acest atribut, cu notă pozitivă, referitoare la precizia efectivă, constructorul-proiectant, inginer de specialitate îl va exploata la proiectare prin recalcularea domeniilor admisibile. Se va asigura prin aceasta o compensaţie lucrativă, prin creşterera productivităţii.

Scanned with OKEN Scanner

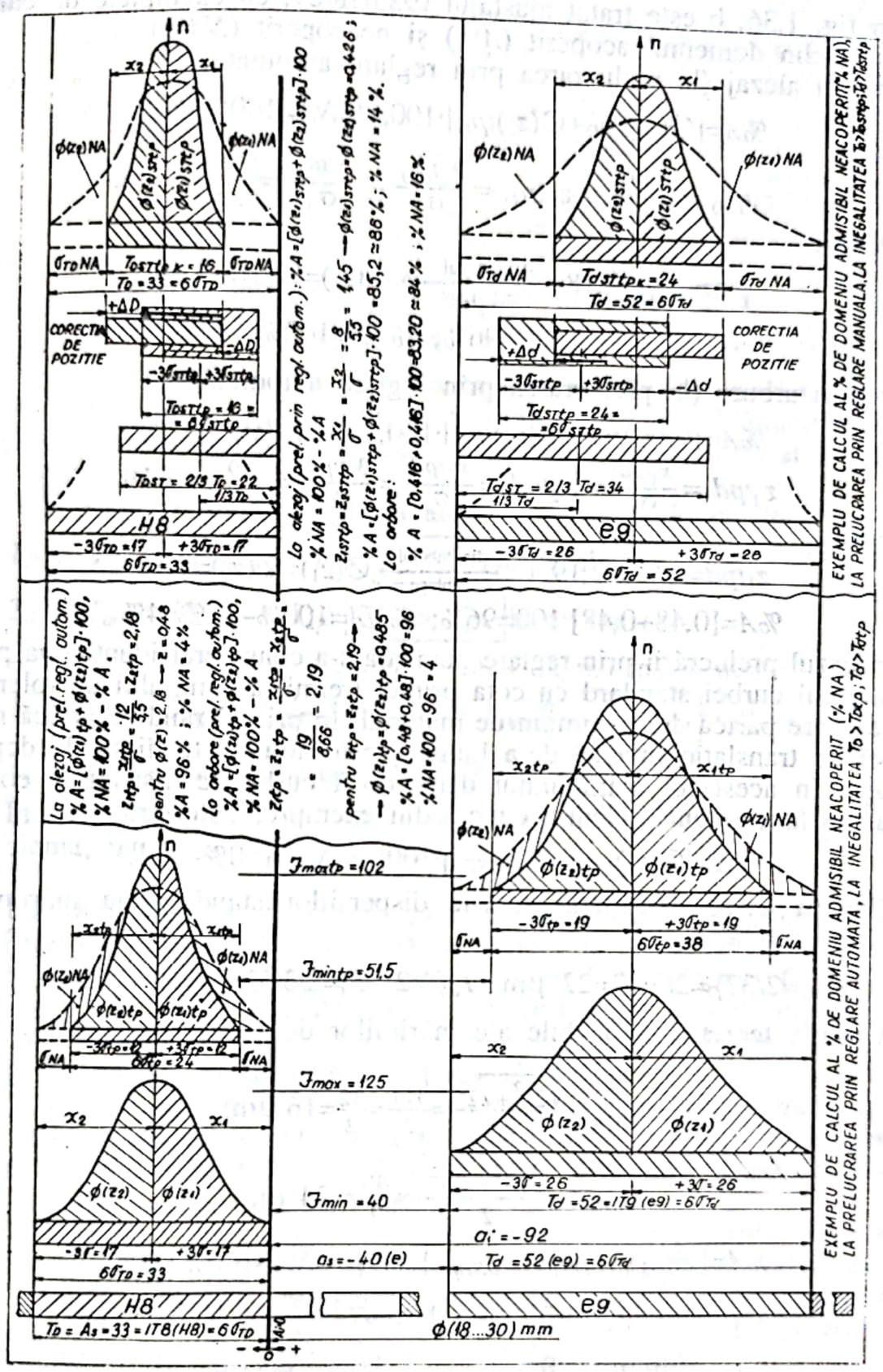


Fig. 1.36, b. Calculul procentului domeniului de dispersie acoperit la diferența $T_D > T_{Dtp}$ și $T_d > T_{dtp}$.

În fig. 1.36, b este tratat ajustajul ∅25H8/e9, cu exemplele de calcul al procentului din domeniul acoperit ($A\%$) și neacoperit ($NA\%$):

Pentru alezaj (la prelucrarea prin reglare automată)

$$\%A=[\varnothing(z_1)tp_D+\varnothing(z_2)tp_D]\cdot 100;\quad \%NA=100\%-\%A,$$

$$z_1tp_D=\frac{x_1tp_D}{\sigma_D}=z_2tp_D=\frac{x_2tp_D}{\sigma_D}=\frac{3\sigma tp_D}{\sigma_D}=\frac{12}{5,5}=2,18.$$

Pentru:

$$z_1tp=z_2tp=2,18 \xrightarrow[\text{funcț. Laplace}]{\text{din tabelul}} \varnothing(z_1)=\varnothing(z_2)=0,48,$$

$$\%A=[0,48+0,48]\cdot 100=96\%;\quad \%NA=100\%-96\%=4\%.$$

Pentru arbore (la prelucrarea prin reglare automată)

$$\%A=[\varnothing(z_1)tpd+\varnothing(z_2)tpd]\cdot 100;\quad \%NA=100\%-A\%.$$

$$z_1tpd=\frac{x_1tpd}{\sigma_d}=z_2tpd=\frac{x_2tpd}{\sigma_d}=\frac{3\sigma tpd}{\sigma_d}=\frac{19}{8,66}=2,19.$$

Pentru:

$$z_1tpd=z_2tpd=2,19 \xrightarrow[\text{Laplace}]{\text{din tabelul}} \varnothing(z_1)=\varnothing(z_2)=0,48;$$

$$\%A=[0,48+0,48]\cdot 100=96\%;\quad \%NA=100\%-96\%=4\%.$$

În cazul prelucrării prin reglare manuală s-a considerat identitatea poziției maximumului curbei standard cu cota primei treimi, a câmpului de toleranță a piesei, dinspre partea de maximum de material. În primul rând se aplică măsura corectivă de translație inversă de-a lungul vectorului de tendință de deplasare centrifugă. În acest fel maximumul delor două curbe de distribuție coincide. Calculul se face, atunci, identic cu cel din exemplul anterior:

$$\%A=[\varnothing(z_1)_{STtp}+\varnothing(z_2)_{STtp}]\cdot 100;\quad \%NA=100\%-\%A.$$

Observație: se consideră valorile dispersiilor standard, la mărimea lor teoretică probabilă.

$$T_{DST}=2/3T_D=2/3\cdot 33=22\ \mu m;\quad T_{dST}=2/3T_d=2/3\cdot 52=34,66\approx 34\ \mu m.$$

Valorile teoretice probabile ale mărimilor de mai sus:

$$T_{DSTtp}=\frac{\sqrt{22^2+22^2}}{2}=\frac{31,1}{2}\approx\frac{32}{2}=16\ \mu m,$$

$$T_{dSTtp}=\frac{\sqrt{34^2+34^2}}{2}=\frac{48}{2}=24\ \mu m.$$

$$\%A=[\varnothing(z_1)_{STtpD}+\varnothing(z_2)_{STtpD}]\cdot 100;\quad \%NA=100\%-\%A.$$

$$x_{1STtpD}=16/2=8\ \mu m=x_{2STtpD};\quad x_{1STtpd}=24/2=12\ \mu m=x_{2STtpd}.$$

$$z_{1STtpD}=\frac{x_{1STtpD}}{\sigma_d}=\frac{8}{5,5}=z_{2STtpD}=1,45 \xrightarrow[\text{Laplace}]{\text{din tabelul}} \varnothing(z):$$

$$\varnothing(z_1)_{STtpD}=\varnothing(z_2)_{STtpD}=0,426,$$

Scanned with OKEN Scanner

la alezaj

$$\%A=[0,426+0,426]\cdot 100=85,2\approx 86\%;\quad \%NA=100\%-86\%=14\%.$$

În cazul arborelui:

$$\%A=[\varnothing(z_1)_{STtpd}+\varnothing(z_2)_{STtpd}]\cdot 100;\quad \%NA=100\%-\%A.$$

$$z_{1STtpd}=\frac{x_{1STtpd}}{\sigma_d}=z_{2STtpd}=\frac{x_{2STtpd}}{\sigma_d}=\frac{12}{8,66}=1,38,$$

pentru

$$z_{1STtpd}=z_{2STtpd}=1,38 \xrightarrow[\text{Laplace}]{\text{tabel}} \varnothing(z)=0,416,$$

$$\%A=[0,416+0,416]\cdot 100=83,20=84\%;\quad \%NA=100\%-84\%=16\%.$$

Atenţiune: În situaţia firească, în care se va lua în consideraţie diferenţa maximă între câmpurile de toleranţă, procentul de mărimi întâmplătoare care acoperă domeniul de dispersie admisibil este mult mai mic decât în exemplele de mai sus:

– la prelucrarea prin reglarea automată a maşinilor-unelte:

$T_D > T_{Dtp} > T_{Dppos} > T_{Dp}$; $\boxed{T_D >> T_{Dp}}$ la alezaj, şi

$T_d > T_{dtp} > T_{dppos} > T_{dp}$; $\boxed{T_d >> T_{dp}}$, la arbore;

– la prelucrarea prin reglarea manuală a maşinilor-unelte:

$T_D > T_{Dtp} > T_{DST} > T_{DSTtp} > T_{Dppos} > T_{Dp}$; $\boxed{T_D >>> T_{Dp}}$ la alezaj, şi la arbore:

$T_d > T_{dtp} > T_{dST} > T_{dSTtp} > T_{dppos} > T_{dp}$; $\boxed{T_d >>> T_{dp}}$.

În capitolul 3 se revine asupra fenomenului şi se tratează în profunzimea ei problema, într-o manieră exhaustivă.

1.1.6.8.3. Studiul erorilor de prelucrare cu ajutorul calculului statistic.

Procesul de prelucrare pe maşini-unelte este afectat de erori sistematice (erori ale căror cauze pot fi determinate) şi erori întâmplătoare. Considerând că erorile sistematice de prelucrare au fost eliminate prin calcule de corecţie, ele putând fi determinate, pentru studiul influenţei erorilor întâmplătoare asupra preciziei de prelucrare se apelează la calcul statistic.

Se ştie că la producţia de serie mare sau de masă a unor piese de acelaşi fel, pe aceeaşi maşină-unealtă şi în aceleaşi condiţii, valorile dimensiunii date sau erorile care afectează aceste valori au o distribuţie normală (distribuţie Gauss-Laplace) sau o distribuţie foarte apropiată de aceasta.

Pentru determinarea preciziei maşinii-unelte şi verificarea, dacă alegerea acesteia s-a făcut sau nu corespunzător, precum şi pentru analiza stabilităţii proceselor tehnologice premergătoare controlului statistic al dimensiunii date, se impune analiza erorilor de prelucrare cu ajutorul statisticii matematice.

Desfăşurarea analizei se supune următoarelor etape:

– Se consideră o probă de minimum n=100 piese dintr-un lot, piese caracterizate prin dimensiunea nominală N, o abatere superioară „a_s“ şi o abatere inferioară „a_i“, ($N_{a_i}^{a_s}$).

Scanned with OKEN Scanner

– Se măsoară prin metoda absolută sau relativă dimensiunile efective ale tuturor acestor piese, respectiv abaterile acestora faţă de cota nominală, stabilindu-se şirul abaterilor efective X_1, X_2, ... X_n.

– Se împarte domeniul de dispersie al dimensiunilor într-un număr de 6–15 intervale egale de valoare „a" numite clase, mărginite de X_i, X_{i+1}, având grijă ca mărimea unei clase să fie mai mare decât valoarea diviziunii scării aparatului cu care s-a făcut măsurarea.

– Se determină frecvenţa absolută a clasei (n_i), ca fiind numărul de piese ce se încadrează cu dimensiunea în limitele clasei respective şi frecvenţa relativă, ca raport între frecvenţa absolută a clasei şi numărul total de piese.

$$f_i = \frac{n_i}{\sum_{i=1}^{k} n_i}, \text{ unde } k \text{ este numărul de clase.} \qquad (1.1.92)$$

– Se determină media clasei sau valoarea centrală a clasei X_{mi} unde $i=1, 2 \ldots k$.

Distribuţia de frecvenţe poate fi prezentată grafic sub formă de histogramă, poligon de frecvenţe sau curbă empirică de distribuţie.

Histograma (fig. 1.37) se obţine prin construirea unor dreptunghiuri care au ca bază limitele de interval, reprezentate pe abscisă, iar în ordonată frecvenţa absolută a fiecărei clase n_i. Cu ajutorul histogramei se poate calcula uşor frecvenţa relativă, respectiv probabilitatea de apariţie a unei valori într-un anumit interval, împărţind suprafaţa porţiunii respective din histogramă la suprafaţa totală a histogramei.

Poligonul de frecvenţe se obţine reprezentând pe abscisă media intervalului (clasei) X_{mi}, iar în ordonată frecvenţa absolută (fig. 1.38).

Curba empirică de distribuţie se obţine trasând o curbă continuă prin sau printre punctele de coordonate (X_{mi}, n_i). Această curbă se apropie de curba

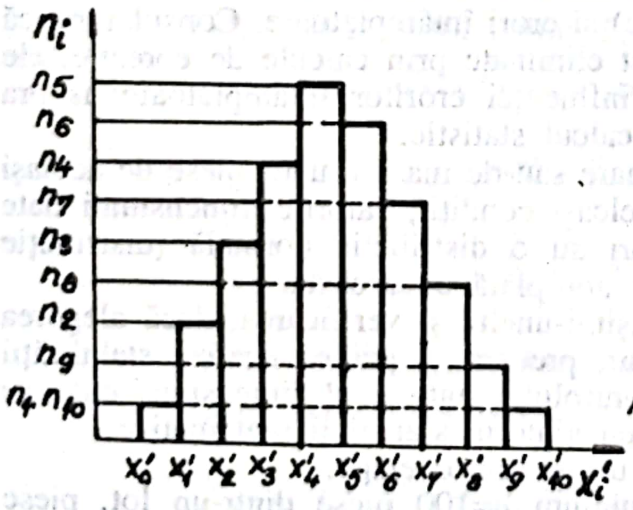


Fig. 1.37.

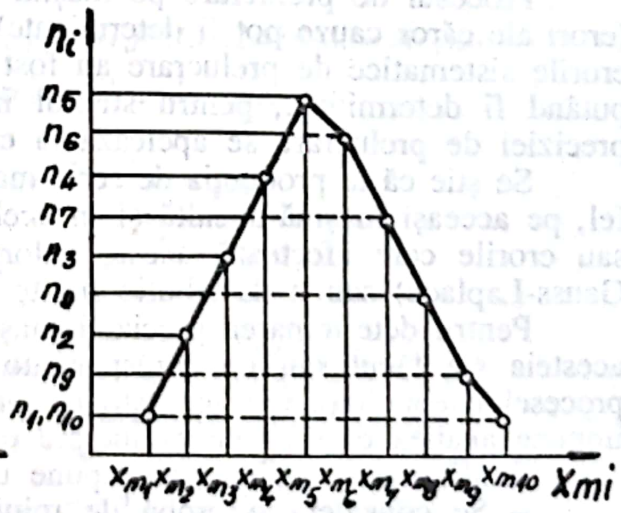


Fig. 1.38.

Scanned with OKEN Scanner

distribuției normale dacă rezultatele prelucrării și măsurării pieselor sunt afectate numai de erori întâmplătoare.

Se calculează în continuare:

– valoarea medie aritmetică $\overline{X}$ a probei (a măsurărilor), folosind relația:

$$\overline{X} = N + C + a \cdot \frac{\sum_{i=1}^{K} \frac{X_{mi} - C}{a} n_i}{n} \qquad (1.1.93)$$

în care: C – este media clasei cu cea mai mare frecvență;

– abaterea medie pătratică corectată:

$$\sigma = a \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{K} \left(\frac{X_{mi} - C}{a} \right)^2 \cdot n_i}{n-1}} \qquad (1.1.94)$$

Pentru ridicarea curbei de distribuție (fig. 1.39), se fixează pe axa absciselor valoarea $\overline{X}$ care corespunde axei de simetrie a acestei curbe, valoarea care va indica poziția reală a curbei, poziție care depinde de modul în care s-a reglat scula în vederea prelucrării pieselor.

Se calculează și se fixează pe curbă valorile $\overline{X}-3\sigma$ și $\overline{X}+3\sigma$, valori ce indică capetele reale ale curbei.

Reglarea se consideră bună dacă $\overline{X}$ este egal sau apropiat de valoarea medie prescrisă a dimensiunii $N + \frac{a_s + a_i}{2}$. Valoarea 6σ reprezintă intervalul real de împrăștiere al valorilor dimensiunii, respectiv toleranța de prelucrare a mașinii-unelte respective.

Se recomandă în general ca valoarea 6σ să fie mai mică cel mult egală cu toleranța prescrisă pentru dimensiune, pentru a se evita apariția pieselor rebut.

Dacă 6σ este mai mare decât toleranța prescrisă se recomandă trecerea prelucrării pe o altă mașină-unealtă, mai precisă, sau, dacă acest lucru nu este posibil, reglarea sculei să se facă astfel ca rebutul care apare să fie recuperabil.

Abaterea distribuției empirice față de curba nominală se verifică cu următorii coeficienți:

– coeficientul de asimetrie

$$\alpha = \frac{1}{\sigma^3} \sum_{i=1}^{K} (X_{mi} - \overline{X})^3 \cdot n_i \,, \qquad (1.1.95)$$

($\alpha > 0$ – curbă deplasată spre stânga,
$\alpha < 0$ – curbă deplasată spre dreapta);

– coeficient de exces

$$\tau = \frac{1}{\sigma^4} \sum_{i=1}^{K} (X_{mi} - \overline{X})^4 \cdot n_i - 3, \qquad (1.1.96)$$

($\tau > 0$ – curbă mai ascuțită ca cea normală,
$\tau < 0$ – curbă mai plată ca cea normală).

Scanned with OKEN Scanner

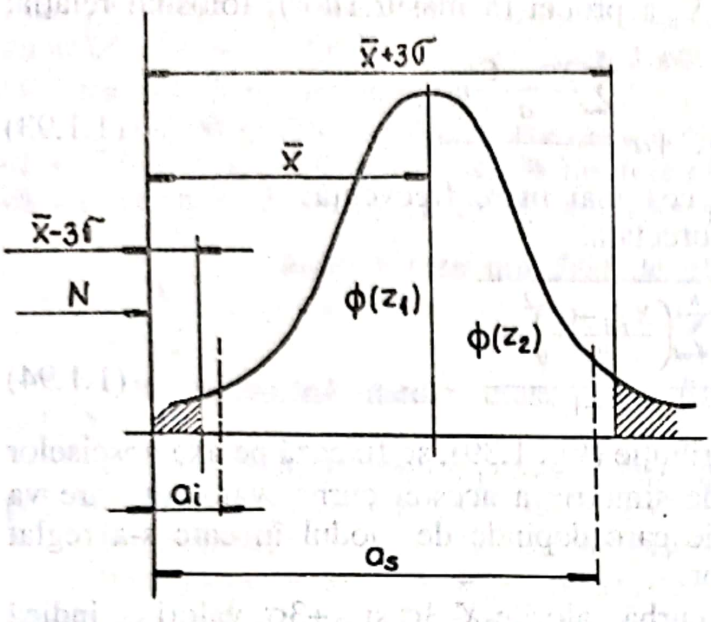


Fig. 1.39

Se poate aprecia procentajul de piese bune și rebut ce se obține dacă prelucrarea ar continua cu reglajul la care s-a făcut analiza. Piesele bune:

$$Pb=[\varnothing(z_1)+\varnothing(z_2)]\cdot 100\%$$

în care: $z_1=\frac{\overline{X}-a_i}{\sigma}$; $z_2=\frac{a_s-\overline{X}}{\sigma}$, $\varnothing(z)$ fiind valoarea funcției lui Laplace (Tabelul 1.2).

Rebutul recuperabil

$$R_r=[0{,}5-\varnothing(z_2)]\cdot 100\%.$$

Rebutul nerecuperabil

$$R_n=[0{,}5-\varnothing(z_1)]\cdot 100\%.$$

Se efectuează următoarele:

a) Se consideră un număr de 100 arbori având dimensiunea $80^{+0{,}063}_{+0{,}004}$ mm, cu valorile efective măsurate și înregistrate în tab. 1.3.

*Tabelul 1.3**

Valorile efective ale arborilor (abateri)

Nr. crt.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Abaterea X_i [μm]	16	40	22	29	34	7	20	22	28	46	30	10	40	23	28	20	34	12
Nr. crt.	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
Abaterea X_i [μm]	23	32	31	24	47	33	21	24	29	5	30	33	31	36	25	12	41	36
Nr. crt.	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	42	53	54
Abaterea X_i [μm]	30	25	19	30	44	32	24	33	42	13	28	34	25	30	48	29	38	14
Nr. crt.	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72
Abaterea X_i [μm]	44	29	36	18	28	36	35	17	42	26	37	31	62	26	30	43	32	37
Nr. crt.	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90
Abaterea X_i [μm]	53	38	29	26	19	37	30	50	56	39	28	16	51	27	32	39	15	43
Nr. crt.	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100								
Abaterea X_i [μm]	24	31	38	20	44	55	30	38	45	27								

*Varianta simplificată. Tabelul complet cap. 3.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.4

Prelucrarea datelor experimentale

Numărul clasei	Limitele clasei [µm]		Media clasei x_{mi}	Frecvența absolută n_i [buc.]	Frecvența relativă f_i	$\frac{x_{mi}-c}{a}$	$\frac{(x_{mi}-c)n_i}{a}$	Media aritmetică a probei $\bar{x}$ [µm]	$\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2$	Abaterea medie pătratică σ	$\bar{x}-3\sigma$	$\bar{x}+3\sigma$	$(x_{mi}-\bar{x})$ [µm]	$(x_{mi}-\bar{x})^3$	$(x_{mi}-\bar{x})^4$	Coeficientul de asimetrie α	Coeficientul de exces τ
	x_i	x_{i+1}															
1	4	9	6,5	2	0,02	–4	–8	$\bar{x}=C+\frac{\sum_{i=1}^{k}\frac{x_{mi}-c}{a}n_i}{n}\cdot a=31,04$	16	$\sigma=a\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{k}\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2\cdot n_i}{n-1}}=10,86$	–1,54	63,62	–24,4	–14 526,8	354 434,4	$\alpha=\frac{1}{\sigma^3}\sum_{i=1}^{k}(x_{mi}-\bar{x})^3\cdot n_i=17,53$	$\tau=\frac{1}{\sigma^4}\sum_{i=1}^{k}(x_{mi}-\bar{x})^4\cdot n_i-3=288,43$
2	10	15	12,5	6	0,06	–3	–18		9				–18,4	–6 229,5	114 622,8		
3	16	21	18,5	10	0,10	–2	–20		4				–12,4	–1 906,6	23 642,1		
4	22	27	24,5	16	0,16	–1	–16		1				–6,4	–262,14	1 677,72		
5	28	33	30,5	29	0,29	0	0		0				–0,4	–0,064	0,0256		
6	34	39	36,5	17	0,17	1	17		1				5,6	–175,61	983,45		
7	40	45	42,5	11	0,11	2	22		4				11,6	+1 560,9	18 106,4		
8	46	51	48,5	5	0,05	3	15		9				17,6	+5 451,7	95 951,3		
9	52	57	54,5	3	0,03	4	12		16				23,6	+13 144,3	310 204,4		
10	58	63	60,5	1	0,01	5	5		25				29,6	+25 994,3	767 656,3		

Scanned with OKEN Scanner

b) Se împarte domeniul de dispersie al acestor dimensiuni într-un număr K=10 clase de valoare a=6 μm (tab. 1.4).

c) Se determină frecvența absolută a clasei n_i și frecvența relativă f_i.

d) Se determină media clasei sau valoarea centrală a clasei X_{mi}.

e) Se determină „C" – media clasei cu cea mai mare frecvență.

f) Se calculează valoarea medie aritmetică a probei $\overline{X}$.

g) Se calculează abaterea medie pătratică σ, în intervalul de toleranță al mașinii unelte $x \pm 3\sigma$.

h) Se determină coeficientul de asimetrie α și exces τ.

i) Se reprezintă grafic histograma, poligonul frecvențelor și curba empirică de distribuție.

j) Se apreciază corectitudinea reglajului mașinii-unelte indicând, dacă este cazul, corecțiile necesare.

k) Se estimează procentajul de piese bune și rebut în cazul continuării prelucrării pe mașina-unealtă cu același reglaj cu care s-a prelucrat lotul de probă.

Se alcătuiește tabelul de prelucrare a datelor experimentale (Tab. 1.4).

1.1.6.9. Considerații generale privind calitatea produsului sub aspectul preciziei de prelucrare.

Din evantaiul proprietăților unei piese, în speță ținând seama de specificul unui organ de mașină asupra căruia se îndreaptă prezenta lucrare, precizia la care este proiectat acesta constituie parametrul cel mai important. Această afirmație nu constituie vreo intenție a autorului de a apăra vreun interes, ci dimpotrivă declarându-se adeptul principialității obiective, nu poate să-i omită, din suma celorlalți parametri contingenți noțiunii de calitate, pe nici unul dintre ei.

În linii mari aceștia nefăcând parte din obiectivul prezentei lucrări, se amintesc doar spicuind elementele desigur redutabile care concurează la asigurarea calității produsului. Acestea nu pot fi neglijate și ar fi de enumerat: calitatea sistemului constructiv, calitățile tehnologice ale pieselor, calitatea materialelor folosite, explotarea la maximum a materialelor prin tratamente termice adecvate pentru dobândirea proprietăților optime, (făcând un pas peste normele de precizie de prelucrare) de importanță deosebită se arată fiabilitatea, mentenabilitatea și calitatea de „marfă" a produsului respectiv în sistemul de piață etc.

Aici, se arată obligatorie discuția cuvântului „calitate". Cuvântul provine din limba latină în ordine, inițial de la „qualis" care prezintă încărcătura semantică pentru echivalentul în limba română, de: „ce fel?", „cum?" sau „fel de a fi"! În completare apare tot în limba latină expresia înrudită „qualitas" cu semnificația clară în limba română de „calitate". Nici unul dintre cele două cuvinte nu se referă la vreun atribut neapărat pozitiv. Pe întreaga scară a reperelor de natură discretă a particularităților, de la rău sau chiar execrabil până la bun sau excelent, noțiunea de calitate glisează nestingherită. Astfel expresia referitoare la un obiect cum că ar fi „de calitate" este incompletă, aceasta putând fi de „slabă calitate" sau de „bună calitatre". Confuzia provine de la „calitățile morale" noțiune care semnifică cu totul altceva – care calități dacă se remarcă a fi prezente în caracterizarea unei anumite persoane, acestea, de ordin moral fiind, nu pot fi considerate decât „bune".

Scanned with OKEN Scanner

În cadrul specificului lexicului folosit în prezenta lucrare, expresia: „controlul calității" este corectă, deoarece acțiunea își propune a stabili dacă aceasta, calitatea, este bună, adică cea scontată sau nu corespunde baremurilor impuse de proiectare. Expresia „piesă de calitate" este incompletă deoarece nu specifică unde este plasată aceasta pe scara valorilor discrete mai sus amintite. Expresia completă „piesă de calitate bună" sau „piesă de bună calitate" este mai degrabă de natură comercial populară. Părând chiar paradoxal, se specifică faptul că în cadrul lucrării noțiunea de *„respectare a calității"* este corect utilizată. Aceasta deoarece, drept deziderat principal, în cadrul procesului de proiectare a preciziei de prelucrare a pieselor perechi, se propune soluția optimă sub aspect tehnico-funcțional-economic. Soluția adoptată trebuie să plaseze calitatea la locul cuvenit, de la cea mai derizorie, dacă funcționalul nu este disconfortat de acest calificativ, adică prin calitate mai modestă nu este periclitată integritatea principiului funcțional, până la cea mai de pretenție condiție, dacă principiul funcțional o cere. Desigur că este deosebit de ușor sesizabil, că în cazul în speță guvernează legea potrivit căreia, calitatea sub aspectul preciziei de prelucrare nu este permisă a periclita criteriile funcționale de performanță competitivă, astfel încât rabatul la calitate pentru a satisface factorul economic, nu poate fi extins peste limita detrimentului funcțional de performanță competitivă pe plan internațional. De asemenea, „suprasolicitarea" condiției calității, din ignoranță sau din exces de zel, prin atribuirea unor precizii exagerate dacă nu concurează prin suplimentarea calității funcționale, este neavenită și chiar păgubitoare ea declarându-se agresivă față de factorul economic.

Sunt demne de enumerat câteva maxime deosebit de valoroase, însă de condiție quazicriptică, ele nefiind cunoscute în cercuri largi ale activității tehnice, din cauza nivelului de excesivă pretenție de tratare a lucrărilor în care sunt conținute:

„Cu cât este mai strânsă toleranța, cu atât trebuie să fie mai precis echipamentul de producție și cel de control, cu atât mai multă muncă trebuie înmagazinată în produs. Precizia costă bani." *; sau:

„Determinarea toleranțelor specifice în proiectare, reprezintă un domeniu de activitate ce necesită un talent remarcabil. Probabil că nu există un alt loc legat de activitatea industrială unde să poată fi economisiți atât de mulți bani prin atenție la detaliu, și fără îndoială că nu există alt loc în care să poată fi risipiți atâția bani din cauza neglijenței și ignoranței". **

În lucrarea de față se expun principii originale de interpretare structurală a câmpurilor de toleranță, tendința lor de a se micșora ca efect natural spontan și imposibil de a putea fi stăpânit. De asemenea se analizează migrația preferențială a dimensiunilor efective. Sunt indicate metode originale, analitice de proiectare a grupelor și felului de ajustaj și a preciziei acestora. De asemenea tot prin metode originale, proiectantului i se pun la îndemână metode de corecții care respectă tendința de migrație a valorilor efective, însă prin procese analitice

---

* Hansen, B.L. Quality Control –Theory and Aplication. New Jersey. Pretince Hall. Inc. 1963 (apud Iliescu, D.V.; Vodă V.Gh. "Statistică și toleranțe" Ed. Tehn. București, 1977)

** Kirkpatrik, E.G. Quality Control of Managers and Engineers. New York, John Wiley 1970 (apud Iliescu, D.V.; Vodă, V.Gh. "Statistică și toleranțe", Ed. Tehn. București, 1977)

Scanned with OKEN Scanner

de măsuri compensatorii, determină impunerea amplasării caracteristicilor de asamblare în limitele scontate.

În lucrare autorul, în mod deliberat, pentru a obține o derulare logică a fazelor, folosește cronologic succesiv, metoda de a emite aserțiuni* preliminarii, după care trece la deducții teoretice coroborate cu experimente de laborator sau industriale. Partea teoretică se bazează pe referiri unice (se analizează un anumit parametru, în condiția în care suma factorilor însoțitori, ceilalți parametri, sunt considerați constanți sau sunt omiși. Ex. la analiza preciziei de dimensiune, se omit factorii de precizie de formă, de poziție și de netezime. În altă ordine de idei, textul este pigmentat cu expresii proprii lexicului comun de compunere savantă, care în aparență ar aparține exclusiv unei anumite științe. Ex.: profilaxie (gr. filax=paznic; profilactic=pentru a păzi, pentru a preveni); zestre genetică (genan – lat. a crea, referindu-se de fapt la orice act de creație tehnică, artistică, sportivă, inclusiv la cel de reproducere; filogeneză (lat. filum=fir, genezis=origine), procesul urmăririi firului evoluției (în cazul nostru a tehnicii; ontogeneză (gr. ontos=ființă, dar și „ce ființează") cele două noțiuni însoțesc specia umană în tot domeniul de creație.

În primul rând, autorul consideră a fi deosebit de oportună (în chiar faza preambulară a dezbaterii problemelor referitoare la toleranțele și ajustajele probabile și/sau practice), clarificarea unor aspecte ale specificului de tratare, imanent subiectelor dezvoltate în continuare:

– Toate figurile în care sunt reprezentate simultan, la piese sau ajustaje, valorile nominale și câmpurile de toleranță, sunt reproduse *ANAMORFOZAT.* Etimologic *„ana"* (gr.) → altfel, împotrivă, alături; *morphe* (morfe) (gr.) → formă. Tradus simplu „anamorfic" s-ar înțelege „altă formă". În esență etimonul grecesc a luat conținutul semantic: *„anamorfozat": (profil, detaliu de desen, de reproducere foto etc.) imagine efectivă, reprodusă prin mijloace de măsurare, sau prin reprezentare grafică, astfel încât raportul scărilor (verticală/orizontală sau orizontală/ verticală să fie mai mare decât 1:*

$$\frac{\text{Sc. vert.}}{\text{Sc. oriz.}} > 1; \qquad \frac{\text{Sc. oriz.}}{\text{Sc. vert.}} > 1;$$

Aceeași condiție se aplică în cazul în care se amplifică un detaliu pe o singură scară (ex. verticală):

$$\frac{\text{Detaliu pe sc. vert.}}{\text{Restul figurii pe sc. vert.}} > 1;$$

Cea de a doua condiție este valabilă la reprezentarea simultană a cotei nominale și a toleranței (la piese sau ajustaje) când:

$$\frac{\text{Toleranțe pe sc. vert.}}{\text{Cota nominală pe sc. vert.}} > 1.$$

De exemplu se reprezintă o schiță a unui arbore ØN=50 mm cu a_i=0; a_s=5 μm (sau $\phi 50^{+0,005}$). Se alege o scară convenabilă pentru ØN=50 mm: (scara 1:1; 1 mm=1 mm). La linia de delimitare a dimensiunii arborelui urmează să

* aserțiune (lat. asserere=a afirma) afirmație în legătură cu o situație de fapt (previzibilă sau inductiv deductibilă și practic ulterior dovedibilă), care în momentul lansării ei nu este însoțită de probă.

Scanned with OKEN Scanner

fie reprezentaţi cei 5 μm ai câmpului de toleranţă, care la scara 1:1 ar reprezenta desigur 5 μm interval chiar mai mic decât linia grafică a delimitării arborelui. Pentru a reprezenta domeniul respectiv T_d=5 μm, astfel încât să îndeplinească, nu numai condiţia de a fi distins vizual, ci şi de a folosi spaţiul respectiv pentru o sumedenie de raionări şi de porţiuni structuralizate diferit, se va ANAMORFOZA acest domeniu:

$$\frac{\text{Toleranţe pe sc. vert.}}{\text{Cota nominală pe sc. vert}} > 1.$$

Amplificarea anamorfologică este de: $x10^3$; $x10^4$; $x10^5$ etc. În cazul de mai sus opiniem pentru scara 1:1 la cotă nominală (1 mm=1 mm), şi scara: ($2x10^3$); ($3x10^3$); ($4x10^3$) mm, pentru toleranţa arborelui, obţinând următoarele amplificări: 1 μm=2 mm (T_d=10 mm); 1 μm=3 mm (T_d=15 mm); 1 μm=4 mm (T_d=20 mm) etc.

De asemenea, datorită anamorfozei, în exemplele din lucrare s-au considerat în mod deliberat, diferenţe mari (chiar exagerate) ale valorilor succesive ale unor câmpuri de toleranţă, măsură luată desigur, numai în cazurile de ficţiune valorică. Acestea servesc intenţiei autorului de a reda cât mai intuitiv diferenţa succesiunilor în cauză. În cazurile în care se tratează exemple concrete, scările (cu coeficientul de anamorfozare) au fost respectate cu stricteţe.

De asemenea, se consideră benefică intervenţia introductivă, referitoare la relaţiile de calcul ale toleranţelor probabile şi/sau practice ale pieselor şi ajustajelor *(faza teoretică):*

– La ajustajele cu joc:

– *Prelucrate prin reglarea automată a maşinilor-unelte* Ⓐ*:*

$$T_{ajⒶ}=T_D+T_d; \text{ dacă: } T_D=T_d \rightarrow T_D=T_d=1/2\ T_{aj}.$$

– *Prelucrate prin reglare manuală* Ⓜ *a maşinilor-unelte, având următoarele ipostaze:*

Ⓜ$_1$ – condiţie în care se consideră „toleranţă (predictivă) standardizată“ (preconizată în literatură) (T_{ST1}):

$T_{DST1}=T_{dST1}=2/3T_D=2/3T_d$ (cele de două ori două treimi, situându-se înspre partea de maximum de material al piesei: D_{min}; d_{max}).

$$T_{ajST1}=T_{DST1}+T_{dST1}=2/3\cdot 1/2T_{aj}+2/3\cdot 1/2T_{aj}=2/3T_{aj}$$

Ⓜ$_2$ – condiţie în care se consideră „toleranţa (predictivă) standardizată“ (utilizată frecvent în prezenta lucrare) *(T_{ST2}):*

$T_{DST2}=T_{dST2}=1/3T_D=1/3T_d$ (cele de două ori câte o treime, situându-se înspre partea de maximum de material al piesei, D_{min}; d_{max}).

$$T_{ajST2}=T_{DST2}+T_{dST2}=1/3T_D+1/3T_d=1/3\cdot 1/2T_{aj}+1/3\cdot 1/2T_{aj}=1/3T_{aj}.$$

Observaţie: Autorul îşi permite, (în urma informaţiilor obţinute din rezultate concrete ale valorilor măsurate asupra parametrilor de precizie (în momentul actual de dezvoltare istorică a tehnicii), mărimi efective în cadrul unor întreprinderi cu performanţe tehnice remarcabile, şi de asemenea fiind influenţat de posibilitatea de predicţie stohastică), să considere toleranţa standard cuprinsă

Scanned with OKEN Scanner

în prima treime a lui T_D și T_d. Mai mult decât atât, considerând palmaresul întreprinderilor de prestigiu, referitor la preciziile naturale posibil realizabile, se poate prevedea o îngustare chiar <1/3, a domeniului efectiv de distribuție a abaterilor pieselor. Afirmația este susținută și de argumentul care pledează pentru progresul tehnic, pe parcursul filogenezei (evoluția speciei ⇒ *„a tehnicii"*) și a ontogenezei (evoluția unei părți individuale ale speciei ⇒ *mașinile-unelte prelucrătoare*). Astfel în lucrarea de față proiectantul este îndrumat să considere valoarea toleranței (predictive) standard $T_{ST@}=1/3T_D+1/3T_d=1/3T_{aj}$. În decursul expunerii în prezenta lucrare, proiectantul va adopta o soluție corectivă profilactică (filax gr. → paznic) prin aprecierea de mai sus, iar în timpul prelucrării pieselor (după începerea procesului de uzinaj, va ajunge în posesia datelor efective în funcție de care va stabili corecția adaptivă:

$$T_{STEm} < T_{ST②} < T_{STE_M};\quad \text{adică}$$
$$T_{STEm} < 1/3\ T_{aj} < T_{STE_M},$$

după care relația se va racorda adaptiv (ar fi deosebit de oportun în a acorda învestitura adaptivă, unui sistem automat controlat de un calculator).

– *Prelucrate prin reglare automată (una dintre piese) și prin reglare manuală perechea ei, montajul urmând a se efectua mixt* (mx):

$$T_{ajjoc@+m1\ STI}=T_D+2/3T_{dSTI}=1/2T_{aj}+2/3\cdot 1/2T_{aj}=$$
$$=1/2T_{aj}+2/3\cdot 1/2T_{aj}=1/2T_{aj}+1/3T_{aj}=5/6T_{aj},$$
$$T_{ajjoc\ @+m2}=T_D+1/3T_{dST2}=1/2T_{aj}+1/3\cdot 1/2T_{aj}=2/3T_{aj}.$$

La ajustajele cu strângere, rezultatele sunt identice:

– *Prelucrate prin reglare automată a mașinilor-unelte* (@):

$$T_{ajs@}=T_D+T_d;\ \text{dacă}\ T_D=T_d \rightarrow T_D=T_d=1/2T_{aj}.$$

– *Prelucrate prin reglare manuală a mașinilor-unelte în cele două ipostaze:*

$$(m_1)\ T_{DSTI}=T_{dSTI}=2/3T_D=2/3T_d=2/3\cdot 1/2T_{aj}=2/3\cdot 1/2T_{aj},$$
$$T_{aj\,STI}=T_{DSTI}+T_{dSTI}=2/3\cdot 1/2T_{aj}+2/3\cdot 1/2T_{aj}=2/3T_{aj}$$
$$(m_2)\ T_{DST2}=T_{dST2}=1/3T_D=1/3T_d=1/3\cdot 1/2T_{aj};$$
$$T_{aj\,ST2}=T_{DST2}+T_{dST2}=1/3T_{aj}.$$
$$-\frac{(mx)\ T_{ajstr}(a)}{(a)+(m_1)}+(m_1)=5/6T_{aj}.$$
$$-\frac{(mx)\ T_{ajstr}(a)}{(a)+(m_2)}+(m_2)=2/3T_{aj}.$$

Toate aceste considerații (anamorfozarea; exagerarea diferențelor de dimensiune; toleranțele standard) sunt utilizate în continuare.

1.1.7. Ajustaje probabile (toleranța practică a ajustajelor)

Față de valorile câmpurilor de toleranță impuse de proiectant, în realitatea decurgând din condițiile practice, apar fenomene migratorii ale dimensiunilor

Scanned with OKEN Scanner

efective. Acestea își manifestă atitudinea preferențială de distribuție, conform criteriilor care au stat la baza reglării mașinii-unelte care a finalizat prelucrarea piesei. Condițiile „predilecției de distribuție", dau ocazia apariției unor fenomene care structuralizează în manieră specifică câmpurile de toleranță efective, adică acelea care rezultă practic, și care ar fi de fapt domeniile de distribuție care sunt oferite de către piese în prealabila lor asamblare prin împerechere, pentru a forma ajustajele funcționale.

În capitolul care urmează vor fi subliniate efectele care în manieră simptomatică contribuie la alterarea condițiilor impuse de proiectant. De asemenea, în capitolul prezent și în cele ce urmează în cadrul conținutului în ansamblu al lucrării, își vor găsi – autorul consideră ca având influență benefică redutabilă asupra condițiilor funcționale ale ansamblelor – locul cuvenit, soluțiile de corecție chiar la proiectarea ajustajelor. Aceasta va constitui măsura profilactică, pentru asigurarea necondiționată a baremurilor impuse prin proiectare. Astfel condițiile practice vor asigura criteriile de precizie de proiectare impuse apriori pentru asamblările în cauză.

Capitolul va cuprinde în ordine succesivă problemele ajustajelor probabile și a toleranțelor practice la reglarea automată a mașinilor-unelte, la reglarea manuală a acestora sau reglarea automată la una dintre piese și la reglarea manuală la cealaltă piesă, urmând ca în acest caz montajul să se realizeze mixt. Pentru fiecare mod de reglare vor fi analizate fiecare din cele trei grupe de ajustaje și anume ajustaje cu joc, cu strângere și intermediare sau de trecere.

1.1.7.1. **Ajustajul probabil (toleranța practică) la reglarea automată (a) a mașinilor-unelte**

1.1.7.1.1. **Ajustaje probabile (practice) la asamblările cu joc** (regl. (a))

1.1.7.1.1.1. **Aserțiuni preliminarii**

La prelucrarea prin reglare automată dimensiunile efective manifestă tendința de orientare centripetă. Mașinile fiind reglate la valoarea medie a câmpurilor de toleranță, apare drept efect inegalitatea succesivă a abaterilor impuse $(A_s; A_i)$ și a celor efective extreme $(A_{Emax}; A_{Emin})$:

$$A_s > A_{Emax} > A_{Emin} > A_i, \text{ la alezaj și:}$$

$$a_s > a_{Emax} > a_{Emin} > a_i, \text{ la arbore.}$$

Deplasarea valorilor efective către valorile medii ale câmpurilor de toleranță constituie un fenomen migrator firesc. În accepția (de natură de exemplificare didactică) unei condiții ideale, abaterile efective s-ar confunda cu valorile medii ale acestora, relațiile de mai sus ar deveni:

$$A_s = A_{Emed(1...n)} = A_i, \text{ și:}$$

$a_s = a_{Emed(1...n)} = a_i$ (situația este de fapt imposibilă și nici nu se urmărește realizarea ei, ea devenind și inoportună chiar și pentru cazuri exagerate ale condțiilor reale).

În fig. 1.40, sunt reprezentate schematic câmpurile de toleranță ale unui alezaj care împreună cu cel al arborelui, formează un ajustaj cu joc la prelucrarea

Scanned with OKEN Scanner

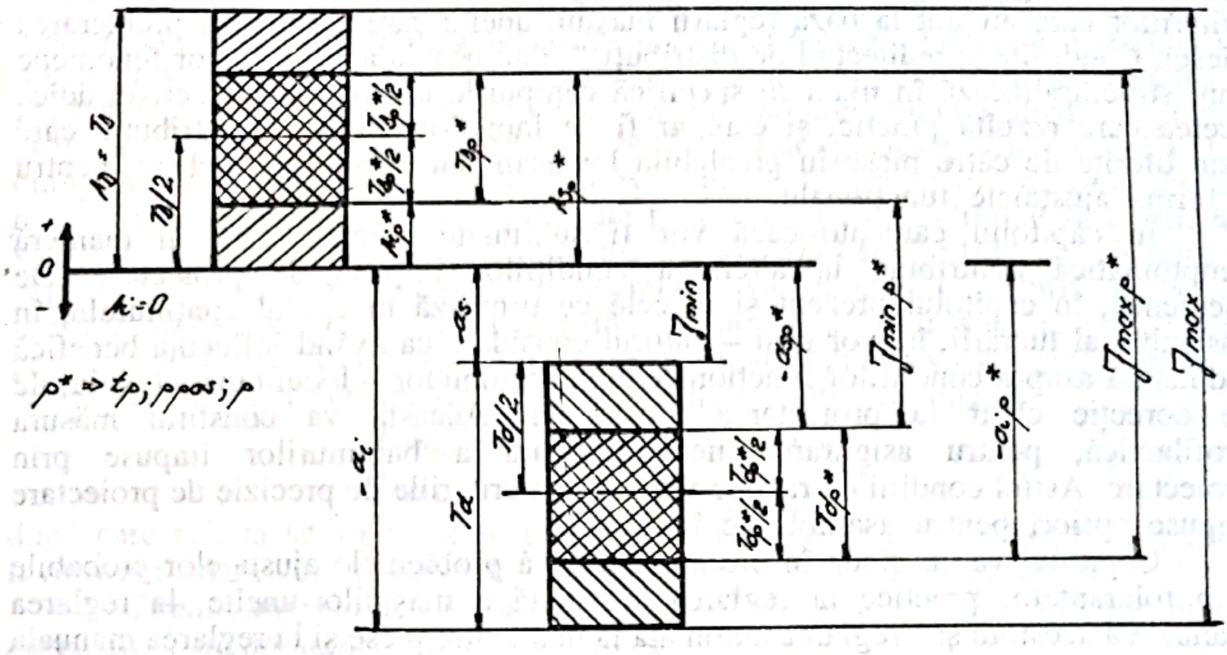


Fig. 1.40. Câmpurile de toleranţă la un ajustaj cu joc la prelucrarea automată (a).

prin reglare automată (a) a maşinilor-unelte. Domeniile dublu haşurate constituie câmpurile de toleranţă probabile şi/sau cele practice. Acestea, abaterile lor, precum şi caracteristicile de asamblare sunt notate literal, acompaniate de câte un asterisc (*). Ca semn generic, asteriscul se referă la toată succesiunea (diferenţiată treptat) a caracteristicilor probabile şi practice.

Valorile acestor caracteristici sunt:

$$T_{Dp}^*=A_{sp}^*-A_{ip}^*;\ T_{dp}^*=a_{sp}^*-a_{ip}^*, \tag{1.1.97}$$

$$J_{maxp}^*=A_{sp}^*-a_{ip}^*;\ J_{minp}^*=A_{ip}^*-a_{sp}^*, \tag{1.1.98}$$

$$A_{sp}^*=A_s-1/2T_D+1/2T_{Dp}^*=A_s-1/2(T_D-T_{Dp}^*)$$

$$A_{ip}^*=A_i+1/2T_D-1/2T_{Dp}^*=A_i+1/2(T_D-T_{Dp}^*)$$

$$a_{sp}^*=a_s-1/2T_d+1/2T_{dp}^*=a_s-1/2(T_d-T_{dp}^*)$$

$$a_{ip}^*=a_i+1/2T_d-1/2T_{dp}^*=a_i+1/2(T_d-T_{dp}^*). \tag{1.1.99}$$

În formulele de mai sus valorile "date" ale problemei decurg din proiectare, fază în care se stabilesc:

$$A_i;\ A_s;\ a_s;\ a_i \text{ de unde rezultă } T_D \text{ şi } T_d,$$

urmând ca celorlalte valori probabile sau practice (însoţite de asterisc *) să li se atribuie mărimi care decurg din "*formulele de bază*" ale succesiunii regresive de valori ale toleranţelor probabile şi/sau practice:

Scanned with OKEN Scanner

1.1.7.1.1.2. Valorile succesiunii regresive ale câmpurilor de toleranţă:

– Toleranţa ajustajului (cu joc) ① este stabilită prin proiectarea abaterilor celor două piese, (vezi partea de proiectare a preciziei de prelucrare a pieselor perechi P.P.P.P.P.) folosind TAB. B (vezi cap. 3).

$$① \; T_{ajj} = T_j = J_{max} - J_{min} = T_D + T_d, \text{ care,}$$

1.1. (decurge din cele patru abateri proiectate: A_i; A_s; a_s; a_i) şi,

1.2. $T_D = A_s - A_i$; $T_d = a_s - a_i$

1.3. $J_{max} = A_s - a_i$; $J_{min} = A_i - a_s$.

– Toleranţa teoretică probabilă ② (T_{tp}), dată din aplicaţii ale calculului probabilităţilor la studiul mărimilor întâmplătoare (după Gauss):

$$② \; T_{tpj} = \sqrt{T_D^2 + T_d^2} \text{ la care:}$$

în cazul $T_D = T_d$, valorile toleranţelor şi a abaterilor teoretice probabile vor lua forma:

2.1. $T_{Dtp} = \frac{T_{tpj}}{2} = \frac{\sqrt{(T_D^2 + T_d^2)}}{2}$; $\quad T_{dtp} = \frac{T_{tpj}}{2} = \frac{\sqrt{(T_D^2 + T_d^2)}}{2}$;

2.2. Valorile abaterilor probabile se calculează conform modelului prezentat în grupul de relaţii (1.1.99), a căror notaţie cu asterisc (*) corespunde aici cu noţiunea de "teoretic probabil", ($* = t_p$):

$$A_{stp} = A_s - 1/2(T_D - T_{Dtp}); \; A_{itp} = A_i + 1/2(T_D - T_{Dtp});$$

$$a_{stp} = a_s - 1/2(T_d - T_{dtp}); \; a_{itp} = a_i + 1/2(T_d - T_{dtp}),$$

$$J_{maxtp} = A_{stp} - a_{itp}; \; J_{mintp} = A_{itp} - a_{stp}.$$

Observaţie: Valoarea de la punctul ① este cu caracter teoretic şi decurge din proiectare; valoarea de la punctul ② are caracter de predicţie (prezentând un anumit grad de aproximaţie stabilind ajustajul probabil) şi are caracter teoretic de prognoză. Valorile caracteristicilor de la punctele care urmează ③ şi ④ se determină experimental şi stabilesc ajustajele practice. În scopul determinărilor în continuare a valorilor ③ şi ④, se presupune drept clauză necondiţionată, realizarea efectivă a unui număr convenabil de piese, care vor forma prin împerechere ajustajele propuse prin condiţia de la punctul ①. Aceasta se realizează de fapt în procesul de producţie. Prin măsurarea lor se va întocmi tabelul 1.5.

În prima coloană se vor trece în ordine indiferentă, abaterile efective ale alezajelor (1...n). Condiţia respectării baremului impus prin proiectare pentru alezaje „bune“ este:

$$A_s > A_{E\,(1...n)} > A_i.$$

În coloana a doua se notează în ordine indiferentă, abaterile efective ale arborilor (1...n). Condiţia respectării baremului impus prin proiectare pentru arborii buni este:

$$a_s > e_{E\,(1...n)} > a_i.$$

Ordinea indiferentă a înscrierii în tabel a valorilor abaterilor celor două piese, conferă similitudinea condiţiei de montaj. În cele trei coloane vor apărea

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.5

Valorile efective ale parametrilor ajustajului

Nr. crt.	Abateri efective alezaj $A_E \in (A_s...A_i)$ µm	Abateri efective arbori $a_E \in (a_s...a_i)$ µm	Jocuri efective (practice) µm
0	1	2	3
1	+8	–4	12
2	+14	–2	16
3	+16	–5	21
.	etc.	etc.	
.	A_{Emax}	a_{Emin}	J_{max}
.	A_{Emin}	a_{Emax}	
.			J_{min}
n			

valori maxime „max" și minime „min" ale abaterilor și ale jocurilor efective. Din acestea rezultă:

– Toleranța practică posibilă ③*(T_{ppos})*, care se realizează prin împerechere preferențială între valorile extreme ale parametrilor în cauză, valoare a cărei frecvență de apariție este nulă, constituind doar un indice de situație excesiv extremistă a valorilor posibile teoretic, a limitelor caracteristicilor de asamblare.

③ $T_{pposf}=J_{maxppos}-J_{minppos}$, în care:

3.1. $J_{maxppos}=A_{Emax}-a_{Emin}$ și

$J_{minppos}=A_{Emin}-a_{Emax}$, sau:

3.2. $T_{ppos}=T_{Dppos}-T_{dppos}$, în care:

$T_{Dppos}=A_{Emax}-A_{Emin}$

$T_{dppos}=a_{Emax}-a_{Emin}$.

3.3. Valorile abaterilor practice posibile *(ppos)*, se calculează conform modelului prezentat în grupul de relații (1.1.99), a căror notație cu asterisc (*) corespunde aici, cu noțiunea de „practic posibil", (* = *ppos*):

$$A_{sppos}=A_s-1/2(T_D-T_{Dppos});\ A_{ippos}=A_i+1/2(T_D-T_{Dppos}),$$

$$a_{sppos}=a_s-1/2(T_d-T_{dppos});\ a_{ippos}=a_i+1/2(T_d-T_{dppos}).$$

– Toleranța practică ④ (T_p), decurge în urma unor împerecheri întâmplătoare (simulând procesul efectiv de împerechere la montaj), având valoarea:

④ $T_{pf}=J_{maxp}-J_{minp}$,

valori ce rezultă din coloana a 4-a a tabelului 1.5.

4.1. $T_{Dp}=T_{pf}/2$; $T_{dp}=T_{pf}/2$

Scanned with OKEN Scanner

4.2. Valorile abaterilor practice (p) se calculează din grupul de relaţii (1.1.99), asteriscul (*) având aici semnificaţia de „practic" (* = p).

$$A_{sp}=A_s-1/2(T_D-T_{Dp});\ A_{ip}=A_i+1/2(T_D-T_{Dp}),$$

$$a_{sp}=a_s-1/2(T_d-T_{dp});\ a_{ip}=a_i+1/2(T_d-T_{dp}).$$

Din valorile ①, ②, ③, ④ rezultă o cascadă de inegalităţi:

$$\underset{①}{T_j} > \underset{②}{T_{tpj}} > \underset{③}{T_{ppasj}} > \underset{④}{T_{pj}}, \qquad (1.1.100)$$

fapt care prezintă două elemente caracteristice intrinsece:

a – o regresie a mărimii câmpurilor de toleranţă şi

b – o progresie a preciziei de prelucrare a pieselor.

Fenomenul care determină, de fapt, acelaşi efect, care sub punctele *a* şi b, apare cu caracter redundant, este rezultatul unor influenţe de natură aleatoare.

1.1.7.1.1.3. Valorile coeficienţilor de regresie a mărimii câmpurilor de toleranţă (K_r) **şi de progresie a preciziei de prelucrare** (K_p).

– coeficientul de regresie a mărimii câmpului de toleranţă (K_r), se exprimă prin raportul dintre valoarea toleranţei practice (T_{pj}) rezultată în final şi indicată sub punctul ④ şi valoarea toleranţei teoretice, impuse iniţial prin proiectare (T_{ajj}) cuprinsă la punctul ①:

$$K_r = \frac{T_{pj}}{T_{ajj}}, \qquad (1.1.101)$$

valoare care rezultă adimensional, subunitară întotdeauna absolută fără semn:

$$T_{pj} < T_{ajj} \rightarrow K_r < 1; \qquad (1.1.102)$$

– coeficientul de progresie a preciziei de prelucrare (K_p), este inversul coeficientului de regresie:

$$K_p = \frac{1}{K_r} = \frac{1}{\frac{T_{pj}}{T_{ajj}}} = \frac{T_{ajj}}{T_{pj}}, \qquad (1.1.103)$$

astfel încât, coeficientul de progresie a preciziei de prelucrare (K_p) se exprimă prin raportul dintre valoarea toleranţei teoretice impuse iniţial prin proiectare (T_{ajj}) cuprinsă la punctul ①, şi valoarea toleranţei practice (T_{pj}) rezultată în final şi indicată la punctul ④. Această valoare adimensională, absolută fără semn este întotdeauna supraunitară,

$$K_p = \frac{T_{ajj}}{T_{pj}} > 1. \qquad (1.1.104)$$

Pentru o analiză a variaţiei valorilor discrete, pe care le iau treptat coeficienţii (de regresie, respectiv de progresie) amintiţi anterior, pentru studiul analitic al diferenţelor şi pentru studiul metamorfozei esenţei definitorii a ajustajului (vezi capitolele în continuare), se impune o atitudine orientată spre un mod exhaustiv de tratare a problemei. Aceasta se dovedeşte de a fi deosebit de utilă în stabilirea conduitei preventive pe care este obligat să o adopte

Scanned with OKEN Scanner

proiectantul, pentru a nu fi tributarul alteraţiilor care intervin spontan şi cu caracter natural, privitor la structuralizarea şi organizarea domeniilor predilecte de distribuţie a valorilor efective ale pieselor. În acest scop este util a se calcula valorile succesive ale coeficienţilor K_r şi K_p, din aproape în aproape de la puncte la ① → ② → ③ → ④:

$$K_{r①\to②}=\frac{T_{tpj}}{T_{ajj}};\quad K_{r②\to③}=\frac{T_{pposj}}{T_{tpj}};\quad K_{r③\to④}=\frac{T_{pj}}{T_{pposj}} \tag{1.1.105}$$

$$K_{p①\to②}=\frac{T_{ajj}}{T_{tpj}};\quad K_{p②\to③}=\frac{T_{tpj}}{T_{pposj}};\quad K_{p③\to④}=\frac{T_{pposj}}{T_{pj}}. \tag{1.1.106}$$

De asemenea se vor dovedi utile valorile absolute ale variaţiei câmpurilor de toleranţă de la o fază la alta:

$$\Delta T_j=T_{jfinal}-T_{jiniţial};\ (\Delta T_j<0) \tag{1.1.107}$$

$$\Delta T_j=T_{pj}-T_{ajj},$$

$$\Delta T_{j①\to②}=T_{tpj}-T_{ajj}; \tag{1.1.108}$$

ΔT_j va fi întotdeauna o mărime negativă, atestând prin aceasta că toleranţa scade.

$$\Delta T_{j②\to③}=T_{ppos}-T_{tpj}; \tag{1.1.109}$$

unde din cauza apropierii valorilor celor doi termeni: T_{tpj} în mod obişnuit mai mare decât T_{ppos}, când:

$$\Delta T_{j②\to③}<0. \tag{1.1.110}$$

Observaţie: Se pot întâlni cazuri în care,

$$T_{tpj}=T_{pposj} \text{ sau chiar}$$

$$T_{tpj}<T_{pposj} \text{ (cu frecvenţă mică)},$$

fapt pentru care:

$$\Delta T_{j②\to③}=0 \text{ sau } \Delta T_{j②\to③}>0 \tag{1.1.111}$$

$$\Delta T_{j③\to④}=T_{pj}-T_{ppos}.$$

Toate aceste valori calculate pentru cazurile concrete, legate de producţia industrială a pieselor, vor constitui un bagaj redutabil în posesia proiectantului pentru măsurile corective atribuite anticipativ (vezi capitolul care tratează corecţiile valorilor caracteristicilor de asamblare proiectate).

1.1.7.1.1.4. Schema de variaţie regresivă a câmpurilor de toleranţă de la faza ① la ④. În fig. 1.41. sunt reprezentate câmpurile de toleranţă, ca schemă de principiu (fără valori specificate, în condiţii de diagramă anamorfozată, cu specificaţii literale simbolice ale toleranţelor, abaterilor şi caracteristicilor de asamblare).

Scanned with OKEN Scanner

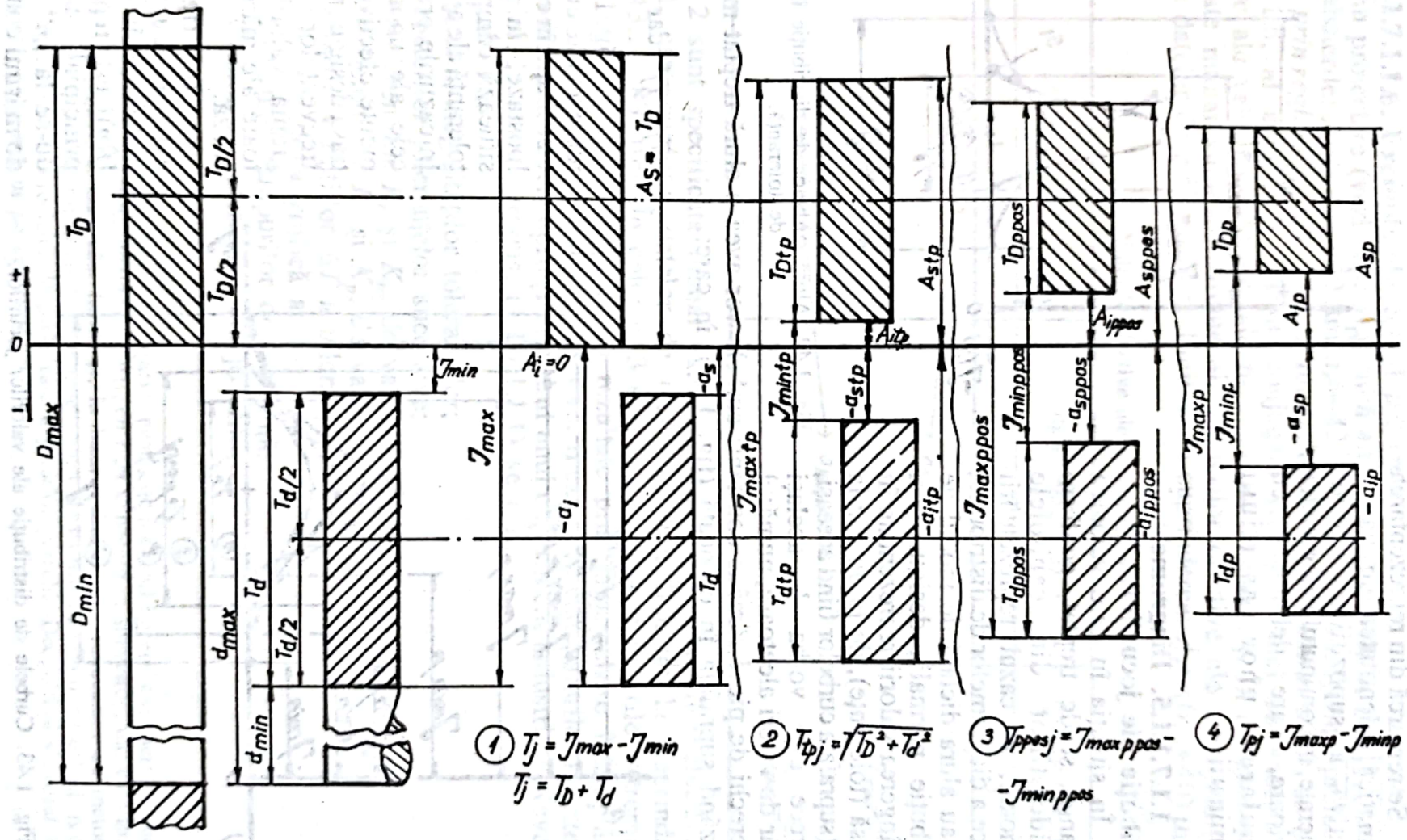


Fig. 1.41. Succesiunea de natură regresivă a câmpurilor de toleranță a unui ajustaj cu joc, în cele patru ipostaze ale valorilor toleranței jocului.

Scanned with OKEN Scanner

Se remarcă din reprezentarea schematică, identitatea de natură calitativă a supoziţiilor anterior enumerate, în conţinutul paragrafelor anterioare, care debutează cu formularea unor aserţiuni preliminarii.

1.1.7.1.1.5. Diagramele de distribuţie ale jocurilor.

În situaţia în care valoarea toleranţei scade treptat, conform consideraţiilor din capitolele anterioare, în cazul reprezentării grafice a diagramelor de distribuţie, care au alura dictată de modul de distribuţie normală, desigur prin restrângerea valorii reprezentate în abscisă (toleranţe), de la un caz la altul (suprafaţa curbelor fiind aceeaşi, deoarece este vorba de acelaşi număr de valori aleatoare, numărul de perechi de piese rămâne constant) curbele vor avea o alură treptat mai suplă extinzând suprafaţa în ordonată (fig. 1.42), în care:

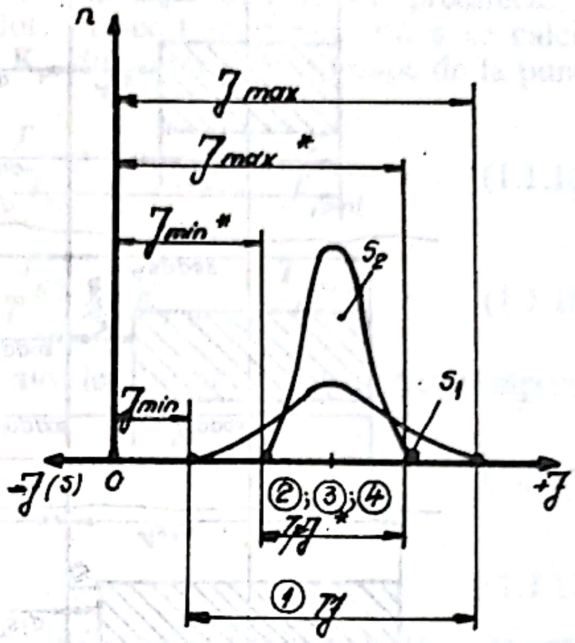


Fig. 1.42. Alura curbelor de distribuţie în funcţie de toleranţă.

$T_j > T_j^*$ dar $S_1 = S_2$.

În fig. 1.43, sunt reprezentate curbele de distribuţie în cele patru ipostaze, în care se situează câmpurile de toleranţă ale ajustajelor. În cazurile practice, în cele ale unor experimente efective, se vor trasa desigur, poligonul frecvenţelor şi histograma valorilor aleatoare ale mărimilor în cauză.

În fig. 1.43, extensia curbelor de distribuţie în ordonată [$f(n)$], este reprezentată principial, nereferindu-se la „n“ numărul de mărimi considerate.

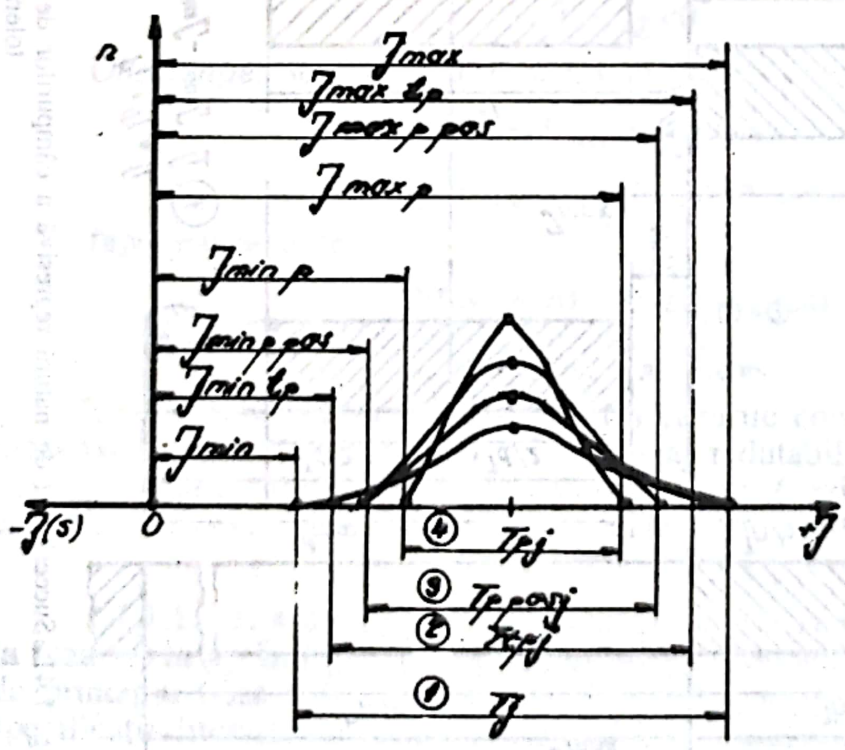


Fig. 1.43. Curbele de distribuţie ale valorilor jocurilor.

Scanned with OKEN Scanner

1.1.7.1.1.6. Exemplu de calcul numeric

Din proiectare (vezi cap. 3) rezultă ajustajul ϕ145 H7/f7. Din TAB. B*1, rezultă abaterile: A_i=0; A_s=+40 μm; a_s=–43 μm; a_i=–83 μm. [(După prelucrarea pieselor *prin reglare automată* (a), a maşinilor şi după măsurarea lor, se obţine tabelul 1.6, al aranjamentului de conjugare (reprodus aici cu specificaţiile exclusive ale valorilor extreme, ale parametrilor în cauză)]. În coloana 1 sunt specificate numai valorile extreme ale abaterilor efective ale alezajului, care conform datelor de mai sus, sunt limitate la cuprinderea: $A_E \in (0...+40)$ μm. În

Tabelul 1.6

Valorile efective ale parametrilor

Nr. crt.	$A_E \in (0...+40)$ μm	$a_E \in (-43...-83)$ μm	$J_E(J_p) \in (43...123)$ μm
0	1	2	3
1 . . . . . . n	A_{Emax}=+33 A_{Emin}=+7	a_{Emin}=–76 a_{Emax}=–48	J_{pmax}=107 J_{pmin}=57

coloana 2 sunt specificate numai valorile extreme ale abaterilor efective ale arborelui, care conform datelor de mai sus, sunt limitate la cuprinderea: $a_E \in (-43...-83)$ μm. În coloana 3 sunt trecute numai valorile extreme ale jocurilor efective (jocurile practice) rezultate prin împerechere întâmplătoare $J_E \in (43...113)$ μm (în capitolul următor vor fi exemplificate valorile „in extenso" a respectivilor parametri cuprinşi în cadrul unui experiment industrial). Revenind la exemplul de calcul propus, (1.1.7.1.1.1) se cere:

I. Calculul:
- a) şirului inegalităţilor toleranţelor;
- b) abaterilor toleranţelor succesive;
- c) coeficienţilor K_r şi K_p, de valoare extremă;
- d) coeficienţilor K_r şi K_p, de valoare succesivă;
- e) valorile variaţiilor ΔT a toleranţelor.

II. Reprezentarea grafică a:
- f) succesiunii câmpurilor de toleranţă;
- g) curbelor de distribuţie ale jocurilor.

*1 TAB. B: Va constitui „sigla" cu caracter generic din cadrul întregii expuneri din lucrarea de faţă şi va reprezenta *„o formă tabelară"*: TAB, cu date existente în standarde, dar care în urma unui aranjament original al autorului („B") şi, în baza stabilirii unei succesiuni de metode de asemenea originale, va constitui în calitate de abacă, baza unor programe vaste de calcul în cadrul procesului de proiectare a preciziei de prelucrare a pieselor perechi. Deopotrivă sistemul va sta la baza alcătuirii programului pe calculator.

Scanned with OKEN Scanner

Rezolvare:

a)

① $T_{ajf}=T_j=J_{max}-J_{min}=T_D+T_d$;

$T_j=J_{max}-J_{min}=[40-(-83)]-[0-(-43)]=123-43=80$ μm,

$T_j=T_D+T_d=(40-0)+[-43-(-83)]=40+40=80$ μm;

deci:

① $T_{ajf}=T_j=80$ μm;

② $T_{tpj}=\sqrt{T_D^2+T_d^2}=\sqrt{40^2+40^2}=56{,}568=56\mu m$,

(valoarea se rotunjește la cifra proximală întreagă percche);

$T_{Dtp}=\frac{T_{tpj}}{2}=\frac{56}{2}=28$ μm; $T_{dtp}=\frac{T_{tpj}}{2}=\frac{56}{2}=28$ μm.

③ $T_{pposj}=J_{maxppos}-J_{minppos}=A_{Emax}-a_{Emin}-(A_{Emin}-a_{Emax})=[33-(-76)]-$

$-[7-(-48)]=109-55=54$ μm; $T_{Dppos}=T_{dppos}=\frac{54}{2}=27$ μm.

④ $T_{pj}=J_{pmax}-J_{pmin}=107-57=50$ μm.

$T_{Dp}=T_{dp}=\frac{T_{pj}}{2}=\frac{50}{2}=25\mu m$.

$T_{ajf}>T_{tpj}>T_{pposj}>T_{pj}$

$80>56>54>50$.

b)

① $A_i=0$; $A_s=+40$ μm; $a_s=-43$ μm; $a_i=-83$ μm.

② $A_{itp}=A_i+1/2(T_D-T_{Dtp})=0+1/2(40-28)=+6$ μm,

$A_{stp}=A_s-1/2(T_D-T_{Dtp})=40-1/2(40-28)=+34$ μm,

proba: $T_{Dtp}=28=A_{stp}-A_{itp}=34-6=28$ μm.

$a_{itp}=a_i+1/2(T_d-T_{dtp})=-83+1/2(40-28)=-77$ μm,

$a_{stp}=a_s-1/2(T_d-T_{dtp})=-43-1/2(40-28)=-49$ μm,

proba: $T_{dtp}=28=a_{stp}-a_{itp}=-49-(-77)=28$ μm.

③ $A_{ippos}=A_i+1/2(T_D-T_{Dppos})=0+1/2(40-27)=6{,}5=7$ μm,

$A_{sppos}=A_s-1/2(T_D-T_{Dppos})=40-1/2(40-27)=33{,}5=34$ μm,

proba: $T_{Dppos}=27=A_{sppos}-A_{ippos}=33{,}5-6{,}5=27$ μm.

$a_{ippos}=a_i+1/2(T_d-T_{dppos})=-83+1/2(40-27)=-76{,}5=-77$ μm,

$a_{sppos}=a_s-1/2(T_d-T_{dppos})=-43-1/2(40-27)=-49{,}5\approx-50$ μm,

proba: $T_{dppos}=27=a_{sppos}-a_{ippos}=-49{,}5-(-76{,}5)=27$ μm.

Scanned with OKEN Scanner

④ $A_{ip}=A_i+1/2(T_D-T_{Dp})=0+1/2(40-25)=7,5=8$ μm,

$A_{sp}=A_s-1/2(T_D-T_{Dp})=40-1/2(40-25)=32,5\approx32$ μm,

proba: $T_{Dp}=25=A_{sp}-A_{ip}=32,5-7,5=25$ μm.

$a_{ip}=a_i+1/2(T_d-T_{dp})=-83+1/2(40-25)=-75,5\approx-76$ μm,

$a_{sp}=a_s-1/2(T_d-T_{dp})=-43-1/2(40-25)=-50,5\approx-51$ μm,

proba: $T_{dp}=25=a_{sp}-a_{ip}=-50,5-(-75,5)=25$ μm.

c)

$$K_r=\frac{T_{pj}}{T_j}=\frac{50}{80}=0,625;\quad K_p=\frac{T_j}{T_{pj}}=\frac{80}{50}=1,6;$$

d)

$$K_{r①\to②}=\frac{56}{80}=0,7;\quad K_{r②\to③}=\frac{54}{56}=0,96;\quad K_{r③\to④}=\frac{50}{54}=0,92.$$

$$K_{p①\to②}=\frac{80}{56}=1,428;\quad K_{p②\to③}=\frac{56}{54}=1,03;\quad K_{p③\to④}=\frac{54}{50}=1,08.$$

e) – valoarea variaţiei absolute totale:

$$\Delta T_j=T_{finală}-T_{inițială}=T_{pj}-T_{ajj}=50-80=-30\ \mu m,$$

deci toleranţa ajustajului scade cu 30 μm.

– valoarea variaţiei absolute în trepte:

$$\Delta T_{j①\to②}=T_{tpj}-T_{ajj}=56-80=-24\ \mu m,$$

$$\Delta T_{j②\to③}=T_{pposj}-T_{tpj}=54-56=-2\ \mu m,$$

$$\Delta T_{j③\to④}=T_{pj}-T_{pposj}=50-54=-4\ \mu m,$$

$$\sum_{i=1}^{4}\Delta T_j=-30\mu m.$$

f) În fig. 1.44, sunt reprezentate câmpurile de toleranţă ale pieselor în succesiunea lor regresivă.

g) În fig. 1.45, sunt reprezentate curbele de distribuţie ale jocurilor în succesiunea regresivă a toleranţelor pieselor. (*Obs.:* în exemplul dat, s-au indicat numai valorile extreme ale parametrilor, fără a se specifica şi numărul de cazuri care constituie obiectivele de ajustare prin împerechere. În această situaţie extinderea în ordonată (n) a curbelor este de ficţiune didactică). În exemplele următoare se va ţine seama şi de frecvenţa absolută (n) a cazurilor studiate.

Observaţie: Extensia în ordonată (frecvenţa absolută a valorilor) este considerată arbitrar în tabelul din exemplul dat (Tab. 1.6), nu posedă un număr de date convenabil, acesta fiind exemplificat parţial.

În continuare, se consideră deosebit de oportună redarea unui exemplu de natură fictivă, (confirmat principial cu cazurile efective rezultate din acţiuni concrete) având calitatea de suport acompaniator al aserţiunilor preliminarii expuse mai înainte.

Exemplul se referă la un ajustaj cu joc format din alezajul $\phi20^{+0,033}$, şi arborele $\phi20^{-0,020}_{-0,053}$, prelucrat prin reglare automată.

Scanned with OKEN Scanner

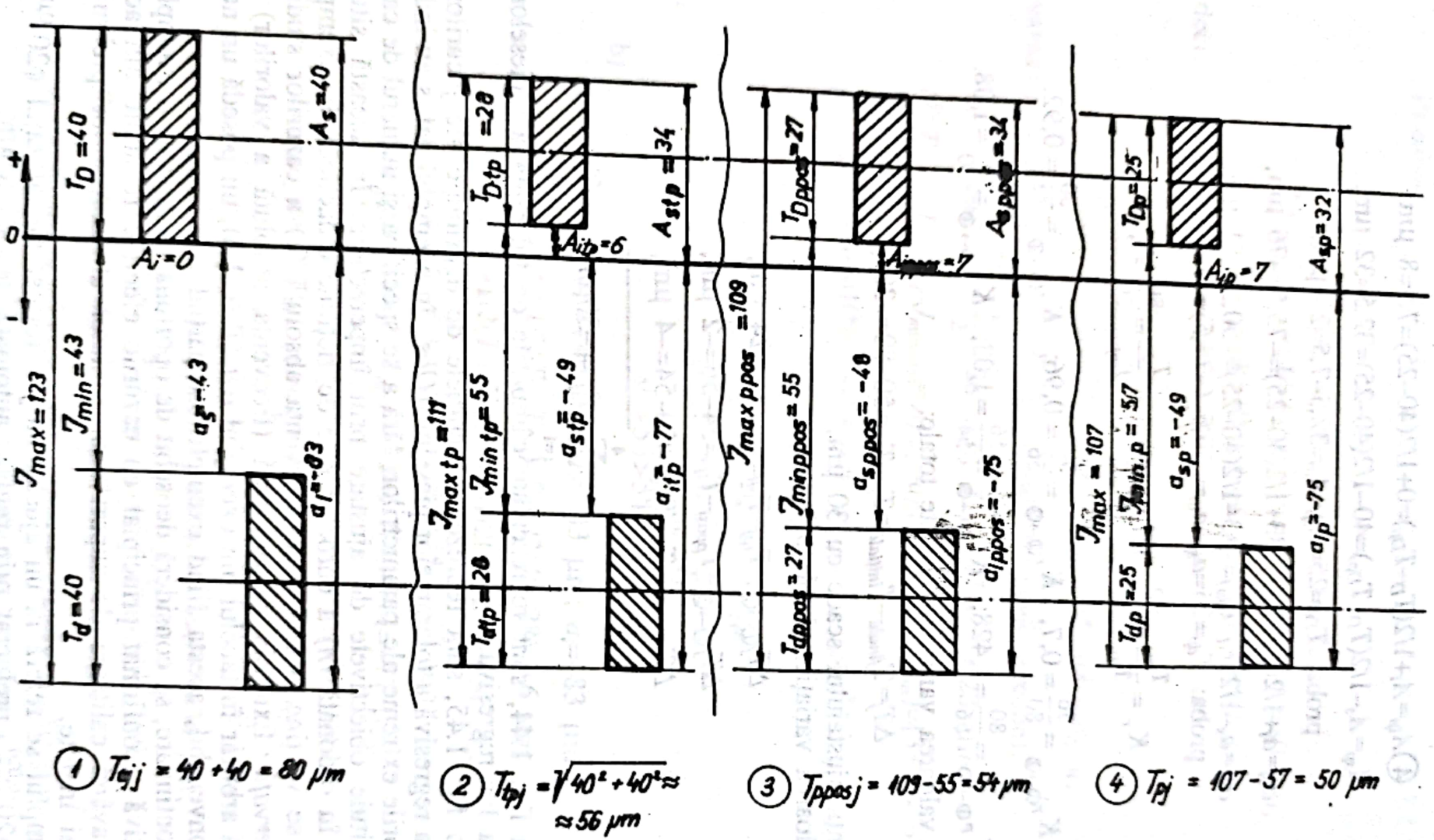


Fig. 1.44. Câmpurile de toleranță ale pieselor în succesiunea lor regresivă la ajustaj cu joc, la reglarea automată (a) a mașinilor.

Scanned with OKEN Scanner

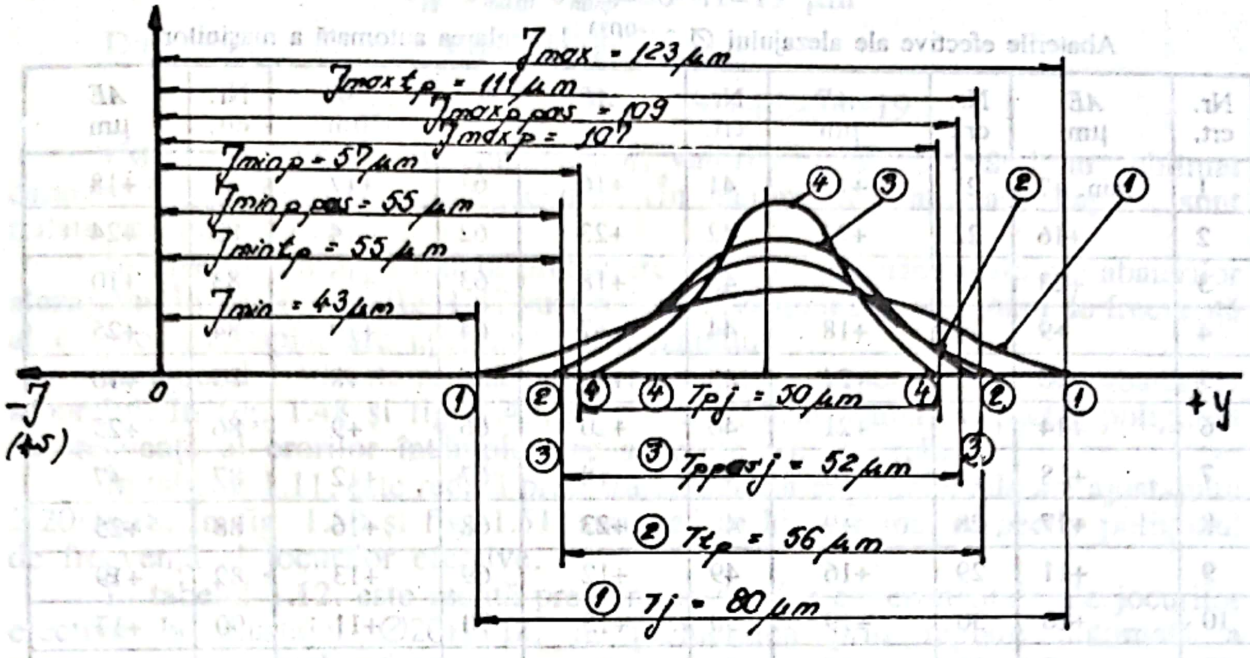


Fig. 1.45. Curbele de distribuţie în funcţie de toleranţe.

În tabelul 1.7. sunt redate virtualele abateri efective ale alezajului (s-au considerat 100 de cazuri).

Se stabilesc relaţiile: ① (Cele rezultate din proiectare):

① $T_D=A_s-A_i=33-0=33$ μm; $T_d=a_s-a_i=-a_s-(-a_i)$,

$T_d=-20-(-53)=33$ μm; $J_{max}=A_s-a_i=33-(-53)=86$ μm,

$J_{min}=A_i-a_s=0-(-20)=20$ μm, $T_{ajj}=T_j=T_D+T_d=33+33=J_{max}-J_{min}=86-20=66$ μm$=6\sigma$

② Valori teoretice probabile:

$$T_{tp}=\sqrt{T_D^2+T_d^2}=\sqrt{33^2+33^2}=46{,}66\mu m\approx 46\mu m.$$

$T_{Dtp}=T_{dtp}=T_{tp}/2=46/2=23$ μm.

③ Valorile efective extreme (din care rezultă toleranţele practice posibile, p. pos):

Din tabelul 1.7. rezultă valorile extreme ale dimensiunilor efective de abateri de alezaj:

$A_{Emin}=+7$ μm; $A_{Emax}=+26$ μm, pentru care, toleranţa practică posibilă (împerecherea se face prin alegerea deliberată a valorilor extreme, situaţie având frecvenţa minimă, dar fiind incontestabil posibilă):

$T_{Dppos}=A_{Emax}-A_{Emin}=26-7=19$ μm

Aceeaşi modalitate care ne face capabili de a realiza o împerechere preferenţială se aplică şi abaterilor efective (a_E) ale arborilor. Din tabelul 1.9. rezultă valorile extreme ale abaterilor efective de arbore:

$a_{Emax}=-27$ μm; $a_{Emin}=-46$ μm, pentru care toleranţa practică posibilă a arborelui:

Tabelul 1.7

Abaterile efective ale alezajului $\varnothing 20^{+0,033}$, la reglarea automată a maşinilor

Nr. crt.	*AE* µm	Nr. crt.	*AE* µm	Nr. crt.	*AE* µm	Nr. crt.	*AE* µm	Nr. crt.	*AE* µm
1	min. +7	21	+16	41	+16	61	+17	81	+18
2	+16	22	+22	42	+23	62	+14	82	+24
3	+23	23	+26	43	+18	63	+12	83	+10
4	+9	24	+18	44	+7	64	+19	84	+25
5	+18	25	+24	45	+11	65	+8	85	+16
6	+14	26	+21	46	+20	66	+9	86	+25
7	+18	27	+20	47	+8	67	+12	87	+7
8	+17	28	+9	48	+23	68	+16	88	+25
9	+11	29	+16	49	+12	69	+13	89	+19
10	+20	30	+19	50	+15	70	+11	90	+17
11	+8	31	+17	51	+24	71	+15	91	+26
12	+15	32	+15	52	+20	72	+20	92	+16
13	+17	33	+20	53	+7	73	+15	93	+16
14	+15	34	+25	54	+19	74	+21	94	+12
15	+17	35	+18	55	+26	75	+20	95	+19
16	+21	36	+21	56	+13	76	+22	96	+17
17	max. +26	37	+13	57	+17	77	+18	97	+26
18	+19	38	+19	58	+25	78	+13	98	+16
19	+20	39	+22	59	+10	79	+23	99	+17
20	+13	40	+15	60	+17	80	+17	100	+13

$$T_{dppos}=a_{Emax}-a_{Emin}=-27-(-46)=19 \text{ µm}$$

Tot în calitate de mărime practică posibilă, se calculează şi caracteristicile ajustajului:

$$J_{maxppos}=A_{Emax}-a_{Emin}=26-(-46)=72 \text{ µm şi}$$

$$J_{minppos}=A_{Emin}-a_{Emax}=+7-(-27)=34 \text{ µm.}$$

Toleranţa practică posibilă a ajustajului, este:

$$T_{ppos}=J_{maxppos}-J_{minppos}=72-34=38=T_{Dppos}+T_{dppos}=19+19=38 \text{ µm.}$$

④ Prin împerecheri întâmplătoare se determină din tabelul 1.11 valorile jocurilor practice:

$J_{maxp}=66$ µm; $J_{minp}=41$ µm; Toleranţa practică a jocului:

Scanned with OKEN Scanner

$$T_{pj}=J_{maxp}-J_{minp}=66-41=19\ \mu m$$

Din relaţiile de mai sus rezultă:

$$T_{ajj} > T_{ip} > T_{ppos} > T_p; \quad 66>46>38>19.$$

Cifrele au caracter exemplificator, valorile rezultate având un subliniat caracter de anamorfoză a fenomenului. (În lucrare în continuare, cap. 3, sunt redate mărimi efective).

În tabelul 1.8. este redată prelucrarea datelor experimentale ale abaterilor alezajului. În fig. 1.46 şi fig. 1.47 sunt redate, histograma şi poligonul de frecvenţă al erorilor întâmplătoare aparente ale alezajului.

În tabelul 1.10 este redată prelucrarea datelor experimentale ale abaterilor arborelui. În fig. 1.48 şi fig. 1.49, sunt redate, histograma, respectiv poligonul de frecvenţă al erorilor întâmplătoare aparente ale arborelui.

În tabelul 1.11, este redată prelucrarea datelor experimentale ale ajustajului ∅20H8/f8. În fig. 1.50 şi fig. 1.51, sunt redate histograma, respectiv poligonul de frecvenţă al jocurilor efective.

În tabelul 1.12. este redată prelucrarea datelor experimentale ale jocurilor efective la ajustajul ∅20H8/f8, la prelucrarea prin reglare automată a maşinilor-unelte prelucrătoare.

1.1.7.1.2. Ajustaje probabile (toleranţa practică) **la ajustaje cu strângere la reglarea automată (a) a maşinilor-unelte.**

1.1.7.1.2.1. Aserţiuni preliminarii.

Ca şi în cazul ajustajelor cu joc, în interiorul câmpurilor de toleranţă ale celor două piese se petrece acelaşi fenomen de migraţie centripetă a abaterilor efective. Reglarea fiind automată, maşinile au comanda controlată de a atinge valoarea medie a câmpurilor de toleranţă. Apare acelaşi efect asupra şirului de inegalităţi:

$A_s > A_{Emax} > A_{Emin} > A_i$ la alezaj şi,

$a_s > a_{Emax} > a_{Emin} > a_i$ la arbore, sau suplimentar, fără a neglija valoarea medie către care tind extremele efective, s-ar putea scrie:

$A_s > A_{Emax} > A_{med} > A_{Emin} > A_i$ şi,

$a_s > a_{Emax} > a_{med} > a_{Emin} > a_i$ cu şirul aproximaţiilor:

$A_s - A_{Emax} \approx A_{Emin} - A_i$ şi,

$a_s - a_{Emax} \approx a_{Emin} - a_i$;

$A_{Emax} - A_{med} \approx A_{med} - A_{Emin}$ şi

$a_{Emax} - a_{med} \approx a_{med} - a_{Emin}$.

În evoluţia din cadrul producţiei de serie, de serie mare, sau de masă a unor produse, aceasta extinzându-se în timp, îşi găseşte loc fenomenul de migraţie continuă bineînţeles cu caracter exponenţial invers.

Scanned with OKEN Scanner

Prelucrarea datelor experimentale, ale valorilor abaterilor alezajului $\varnothing\ 20^{+0,033}$

Tabelul 1.8

Numărul clasei	Limitele clasei [µm] x_i'	Limitele clasei [µm] x_i+1	Media clasei x_{mi}	Frecvența absolută n_i [buc.]	Frecvența relativă f_i	$\frac{x_{mi}-c}{a}$	$\frac{(x_{mi}-c)\cdot n_i}{d}$	Media aritmetică a probei $\bar{x}$ [µm]	$\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2$	Abaterea medie pătratică σ	$\bar{x}-3\sigma$	$\bar{x}+3\sigma$	$(x_{mi}-\bar{x})$ [µm]	$(x_{mi}-\bar{x})^3$	$(x_{mi}-\bar{x})^4$	Coeficientul de asimetrie α	Coeficientul de exces τ
1	0	4	2	0	0	–3	0	$\bar{x}=c+a\frac{\sum_{i=1}^{k}\frac{x_{mi}-c}{a}\cdot n_i}{n}=17,4$	9	$\sigma=a\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{k}\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2\cdot n_i}{n-1}}=5,48$	0,96	33,84	–15,4	–3652,261	56244,865	$\alpha=\frac{1}{\sigma^3}\sum_{i=1}^{k}(x_{mi}-\bar{x})^3\cdot n_i=-17,861$	$\tau=\frac{1}{\sigma^4}\sum_{i=1}^{k}(x_{mi}-\bar{x})^4\cdot n_i-3=247,8546$
2	5	9	7	10	0,10	–2	–20		4				–10,4	–1124,864	11698,586		
3	10	14	12	17	0.17	–1	–17		1				–5,4	–157,464	850,3056		
4	15	19	17	41	0,41	0	0		0				–0,4	–0,064	0,0256		
5	20	24	22	22	0,22	1	22		1				4,6	97,336	447,7456		
6	25	29	27	10	0,10	2	20		4				9,6	884,736	8493,4656		
7	30	34	32	0	0	3	0		9				14,6	3112,136	45437,185		

a=5 µm; c=17 µm

Scanned with OKEN Scanner

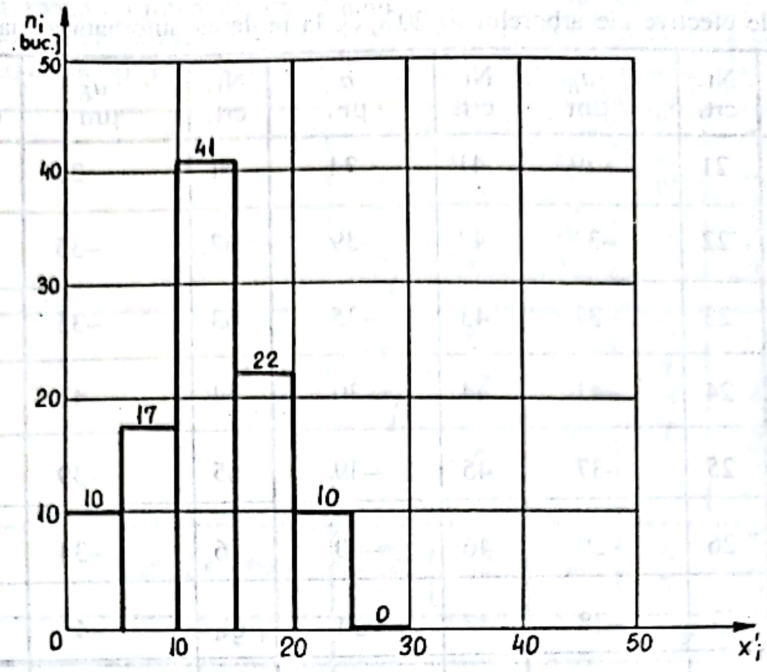


Fig. 1.46. Histograma.

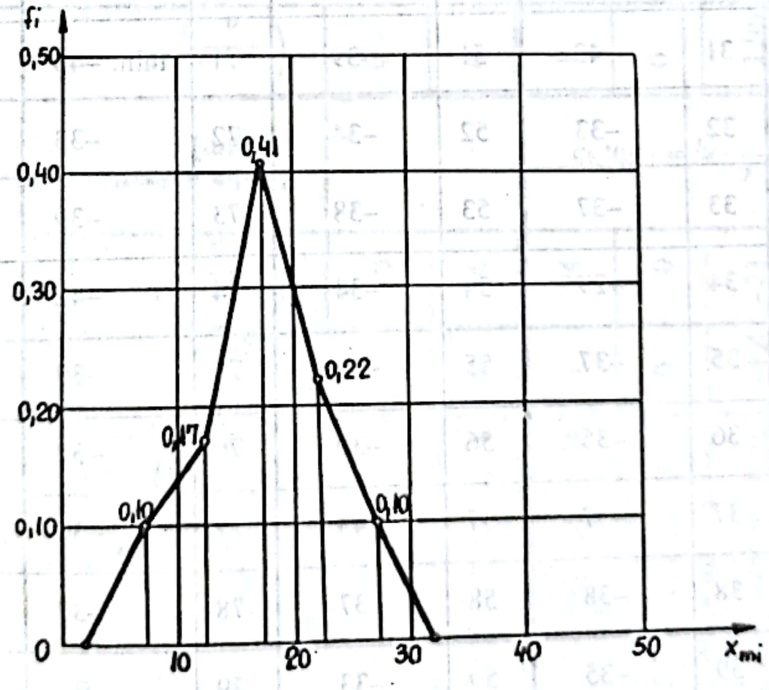


Fig. 1.47. Poligonul de frecvențe.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.9

Abaterile efective ale arborelui $\varnothing 20_{-0,053}^{-0,020}$, la reglarea automată a mașinilor

Nr. crt.	a_E µm	Nr. crt.	a_E µm	Nr. crt.	a_E µm	Nr. crt.	a_E µm	Nr. crt.	a_E µm
1	–40	21	–29	41	–34	61	–35	81	–36
2	max. –27	22	–33	42	–39	62	–35	82	–42
3	–36	23	–37	43	–35	63	–35	83	–38
4	–32	24	–41	44	–30	64	–41	84	–38
5	–37	25	–37	45	–39	65	–39	85	–31
6	–35	26	–29	46	–40	66	–34	86	–38
7	–28	27	–38	47	–34	67	–40	87	–34
8	–37	28	–35	48	–39	68	–37	88	–35
9	–33	29	–38	49	–38	69	–31	89	–37
10	–44	30	–28	50	–31	70	–36	90	–42
11	–36	31	–43	51	–39	71	min. –46	91	–27
12	–45	32	–33	52	–34	72	–33	92	–37
13	–39	33	–37	53	–38	73	–39	93	–32
14	–41	34	–29	54	–34	74	–42	94	–46
15	–35	35	–37	55	–31	75	–39	95	–30
16	–38	36	–35	56	–39	76	–32	96	–39
17	–37	37	–37	57	–43	77	–30	97	–34
18	–28	38	–38	58	–37	78	–37	98	–33
19	–42	39	–35	59	–33	79	–37	99	–44
20	–32	40	–36	60	–377	80	–36	100	–43

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.10

Prelucrarea datelor experimentale, la arborii $\varnothing\ 20^{-0,020}_{-0,053}$

Numărul clasei	Limitele clasei [µm]		Media clasei x_{mi}	Frecvența absolută n_i [buc.]	Frecvența relativă f_i	$\frac{x_{mi}-c}{d}$	$\frac{(x_{mi}-c)n_i}{a}$	Media aritmetică a probei $\bar{x}$ [µm]	$\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2$	Abaterea medie pătratică σ	$\bar{x}-3\sigma$	$\bar{x}+3\sigma$	$(x_{mi}-\bar{x})$ [µm]	$(x_{mi}-\bar{x})^3$	$(x_{mi}-\bar{x})^4$	Coeficientul de asimetrie α	Coeficientul de exces τ
	x_i'	x_{i+1}'															
1	–20	–24	–22	0	0	3	0	$\bar{x}=c+\frac{\sum x_{mi}-c}{n}\cdot n_i=-36,35$	9	$\sigma=a\sqrt{\frac{\sum\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2 n_i}{n-1}}=4,95943$	–51,228294	–21,471706	14,35	2954,9879	42404,076	$\alpha=\frac{1}{\sigma^3}\sum(x_{mi}-\bar{x})^3\cdot n_i=-15,070463$	$\tau=\frac{1}{\sigma^4}\sum(x_{mi}-\bar{x})^4\cdot n_i-3=263,99737$
2	–25	–29	–27	8	0,08	2	16		4				9,35	817,40037	7642,6935		
3	–30	–34	–32	24	0.24	1	24		1				4,35	82,312875	358,06101		
4	–35	–39	–37	50	0,50	0	0		0				–0,65	–0,274625	0,1785062		
5	–40	–44	–42	15	0,15	–1,4	–21		1,96				–7,65	–447,69712	3424,883		
6	–45	–49	–47	3	0,03	–2	–6		4				–10,65	–1207,9496	12864,664		
7	–50	–54	–52	0	0	–3	0		9				–15,65	–38330,371	59987,031		

Scanned with OKEN Scanner

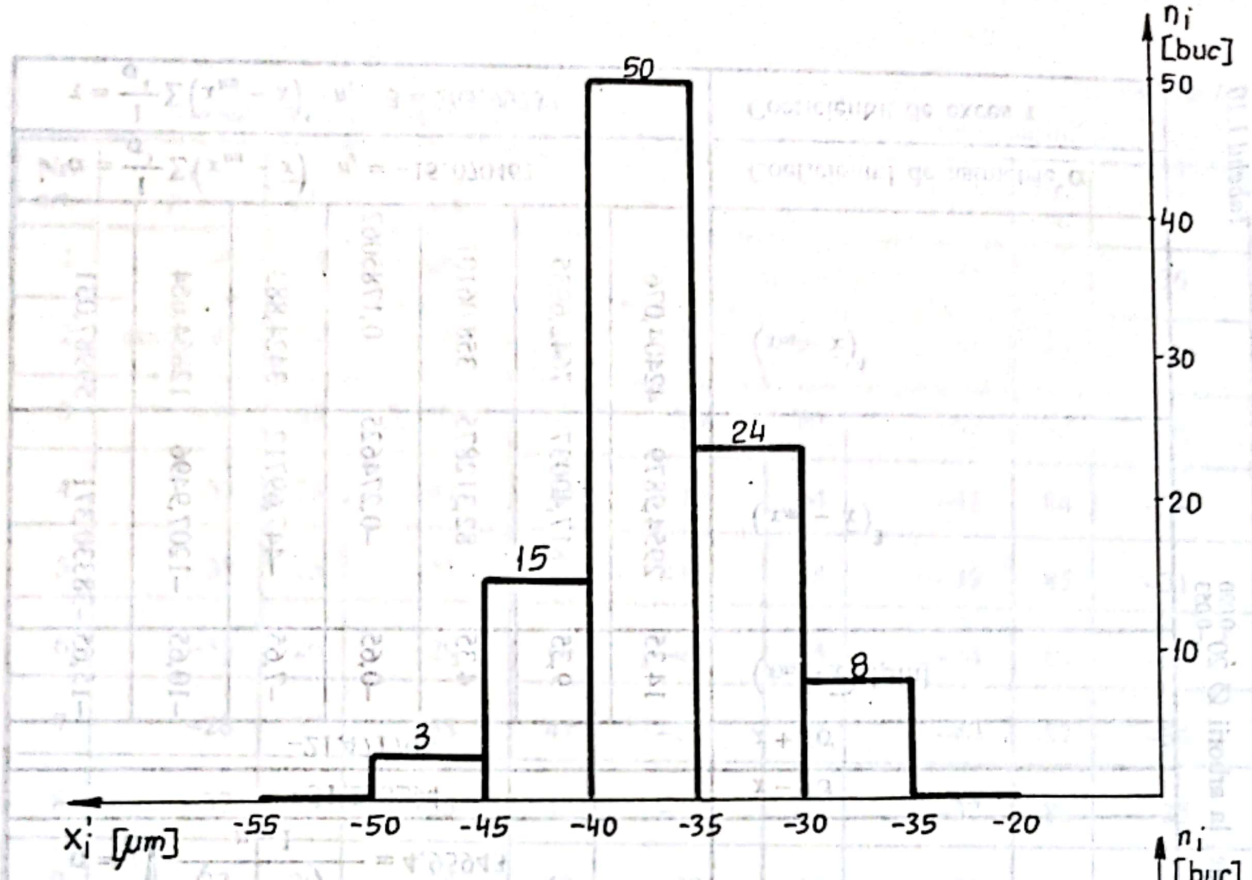


Fig. 1.48. Histograma.

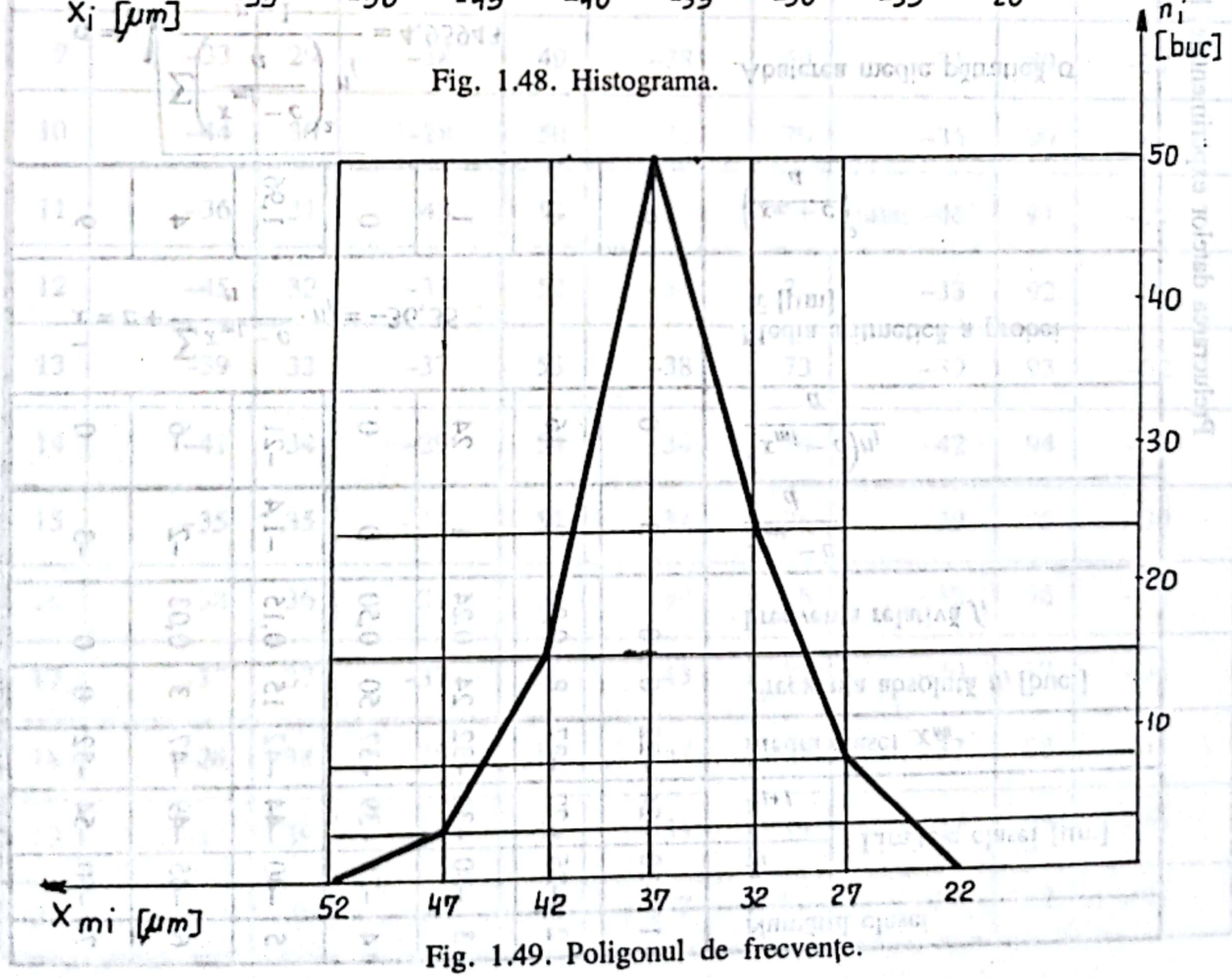


Fig. 1.49. Poligonul de frecvențe.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.11

Jocurile efective ale asamblărilor alezajelor $\varnothing 20^{+0,033}$ cu arborii $\varnothing 20^{-0,020}_{-0,053}$ la reglarea automată a mașinilor-unelte

Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	J_E µm	Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	J_E µm	Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	J_E µm	Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	J_E µm
1	+7	–40	47	26	+21	–24	50	51	+24	–39	63	76	+22	–32	54
2	+11	–27	43	27	+20	–38	58	52	+20	–34	54	77	+18	–30	48
3	+23	–36	59	28	+9	–35	44	53	+7	–38	45	78	+13	–37	50
4	+9	–32	min. 41	29	+16	–38	54	54	+19	–34	53	79	+23	–37	60
5	+18	–37	55	30	+14	–20	39	55	+26	–31	57	80	+17	–36	53
6	+14	–35	49	31	+17	–43	60	56	+13	–34	47	81	+18	–36	54
7	+18	–28	46	32	+15	–33	48	57	+17	–43	60	82	+24	–42	max. 66
8	+17	–38	45	33	+20	–37	57	58	+25	–37	62	83	+10	–38	48
9	+11	–33	44	34	+25	–29	54	59	+11	–33	44	84	+25	–38	63
10	+20	–44	64	35	+18	–37	55	60	+17	–37	54	85	+10	–31	41
11	+8	–36	44	36	+21	–35	56	61	+17	–35	52	86	+25	–38	63
12	+15	–45	60	37	+13	–37	50	62	+14	–35	49	87	+7	–34	41
13	+17	–39	56	38	+19	–38	57	63	+12	–35	47	88	+25	–35	60
14	+15	–41	56	39	+22	–35	57	64	+19	–41	60	89	+19	–37	56
15	+17	–35	52	40	+15	–36	51	65	+8	–39	47	90	+17	–42	59
16	+21	–38	59	41	+16	–34	50	66	+9	–34	43	91	+26	–27	53
17	+26	–37	63	42	+23	–39	62	67	+12	–40	52	92	+16	–37	53
18	+14	–28	47	43	+18	–35	53	68	+16	–37	53	93	+16	–32	48
19	+20	–42	62	44	+7	–30	37	69	+13	–31	44	94	+12	–46	58
20	+13	–32	45	45	+11	–39	50	70	+11	–36	47	95	+19	–30	49
21	+16	–29	45	46	+20	–40	60	71	+15	–46	61	96	+17	–39	56
22	+22	–33	55	47	+8	–34	42	72	+20	–33	53	97	+26	–34	60
23	+26	–37	63	48	+23	–39	62	73	+15	–39	54	98	+16	–33	49
24	+18	–41	59	49	+12	–38	50	74	+21	–42	63	99	+17	–44	61
25	+24	–37	61	50	+15	–31	46	75	+20	–39	59	100	+13	–43	56

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.12

Prelucrarea datelor experimentale, ale valorilor jocurilor efective, la ajustajul Ø 20 H8/f8

Numărul clasei	Limitele clasei x'_i	Limitele clasei x_{i+1}	Media clasei x_{mi}	Frecvența absolută n_i [buc.]	Frecvența relativă f_i	$\frac{x_{mi}-c}{a}$	$\frac{(x_{mi}-c)n_i}{a}$	Media aritmetică a probei $\bar{x}$ [µm]	$\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2$	Abaterea medie pătratică σ	$\bar{x}-3\sigma$	$\bar{x}+3\sigma$	$x_{mi}-\bar{x}$ [µm]	$(x_{mi}-\bar{x})^3$	$(x_{mi}-\bar{x})^4$	Coeficientul de asimetrie α	Coeficientul de exces τ
1	20	29	24,5	0	0	–3	0	$\bar{x}=c+a\frac{\sum_{i=1}^{k}\frac{(x_{mi}-c)\cdot n_i}{a}}{n}=34,35714$		$\sigma=a\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{k}\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2\cdot n_i}{n-1}}=32,145503$	62,079368	130,79365	–9,25714	–957,75135	9 440,6892	$\alpha=\frac{1}{\sigma^3}\sum_{i=1}^{k}(x_{mi}-\bar{x})^3\cdot n_i=30,763102$	$\tau=\frac{1}{\sigma^4}\sum_{i=1}^{k}(x_{mi}-\bar{x})^4\cdot n_i=21,872982$
2	30	39	34,5	2	0,02	–2	–4						0,14286	$2,91562\cdot10^{-3}$	$4,16526\cdot10$		
3	40	49	44,5	31	0.31	–1	–31						10,14286	1 043,4732	10 583,802		
4	50	59	54,5	44	0,44	0	0						20,14286	8 172,6594	164 620,74		
5	60	69	64,5	23	0,23	1	23						30,14286	27 387,562	825 539,44		
6	70	79	74,5	0	0	2	0						40,14286	64 688,18	2 596 768,5		
7	80	89	84,5	0	0	3	0						50,14286	126 074,51	6 321 736,7		

a=10 µm; c=54,5 µm

Scanned with OKEN Scanner

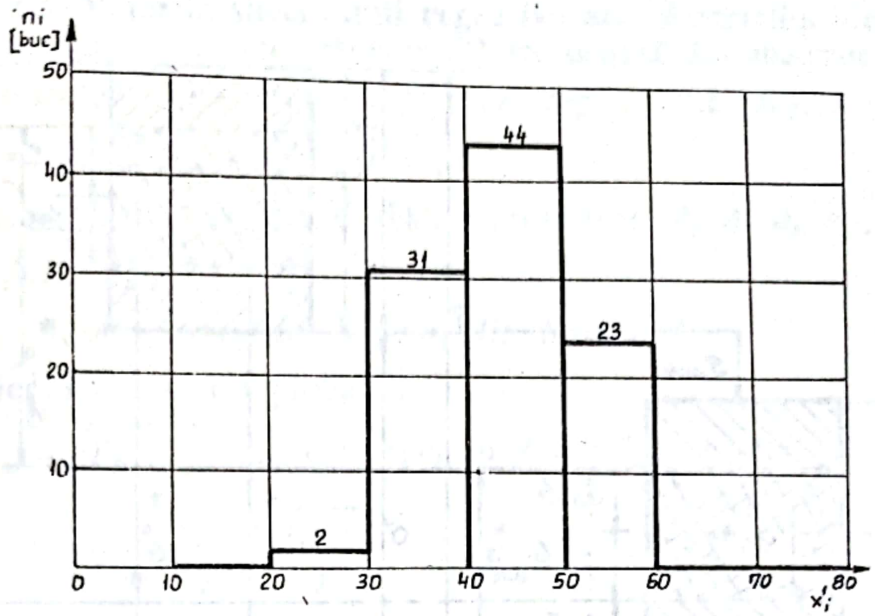


Fig. 1.50. Histograma.

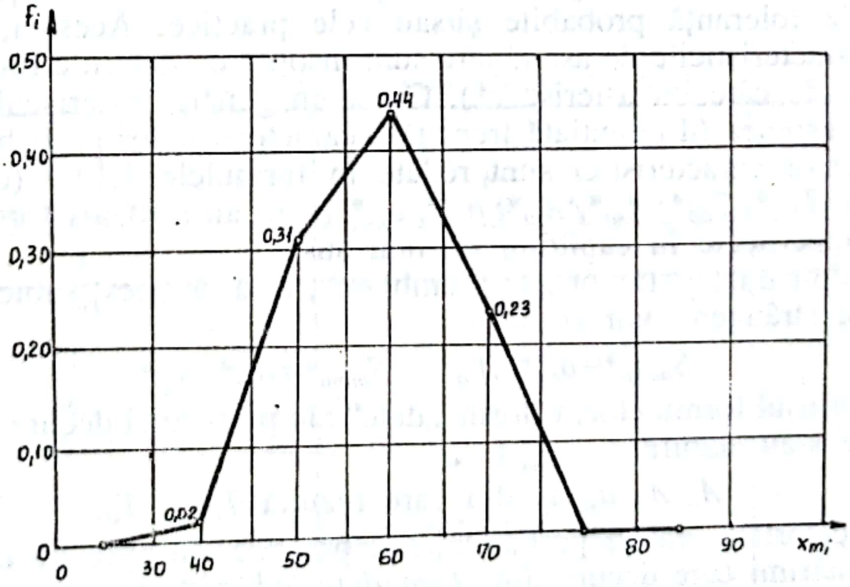


Fig. 1.51. Poligonul de frecvență.

Scanned with OKEN Scanner

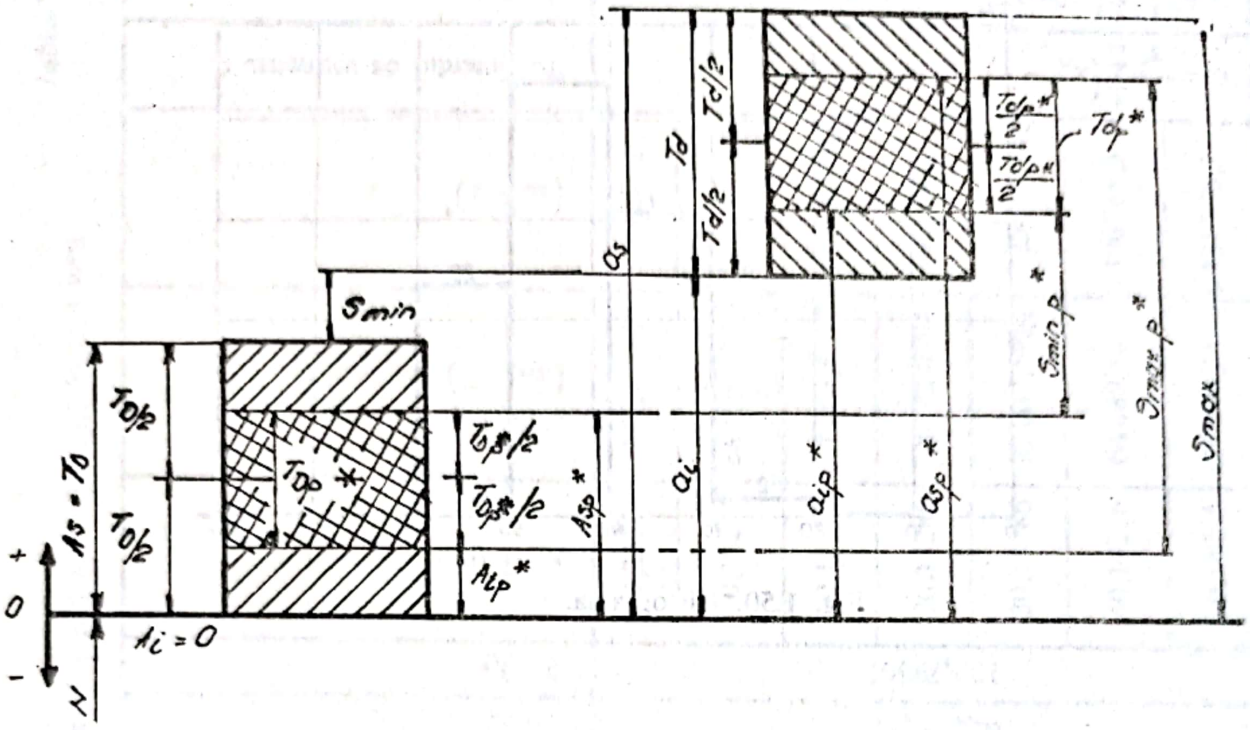


Fig. 1.52. Câmpurile de toleranţă la un ajustaj cu strângere, la prelucrarea automată.

În fig. 1.52, sunt reprezentate schematic câmpurile de toleranţă ale unui ajustaj cu strângere, la prelucrarea pieselor prin reglare automată (a), a maşinilor-unelte.

Ca şi în cazul similar, cel al prelucrării automate a pieselor, din exemplul dat în (cap. 1.1.7.1.1.) cel al ajustajelor cu joc, domeniile dublu haşurate constituie câmpurile de toleranţă probabile şi/sau cele practice. Acestea, abaterile lor, precum şi caracteristicile de asamblare sunt însoţite de notaţiile literale, care sunt acompaniate de câte un asterisc (*). Ca semn generic asteriscul (*) se referă la toată succesiunea (diferenţiată treptat) a caracteristicilor probabile şi practice. Valorile acestor caracteristici sunt redate în formulele 1.1.99 (cap. 1.1.7.1.1). Acestea sunt T_{Dp}*; T_{dp}*; A_{sp}*; A_{ip}*; a_{sp}*; a_{ip}* (care au aceleaşi formule de calcul ca şi cele specificate în capitolul de mai sus).

Valorile caracteristicilor „de asamblare", însă, în acest subiect fiind tratate ajustajele cu strângere, vor fi:

$$S_{maxp}{}^* = a_{sp}{}^* - A_{ip}{}^*; \quad S_{minp}{}^* = a_{ip}{}^* - A_{sp}{}^*.$$

În cuprinsul formulelor, valorile „date" ale problemei decurg din proiectare, fază în care s-au stabilit:

$$A_i;\ A_s;\ a_s;\ a_i, \text{ din care rezultă } T_D \text{ şi } T_d,$$

urmând ca celorlalte valori probabile, sau practice (însoţite de asterisc*) să li se atribuie mărimi care decurg din *„formulele de bază"* ale succesiunii regresive de valori ale toleranţelor probabile şi/sau practice.

Scanned with OKEN Scanner

1.1.7.1.2.2. Valorile succesiunii regresive ale câmpurilor de toleranţă. Toleranţa ajustajului (cu strângere) ① este dedusă din abaterile celor două piese, prin proiectare folosind TAB. B (vezi cap. 1.1.7.1.1.6.).

① $T_{ajs}=T_s=S_{max}-S_{min}=T_D+T_d$, care,

1.1. (decurge din cele patru abateri proiectate: A_i; A_s; a_s; a_i),

$S_{max}=a_s-Ai$; $S_{min}=a_i-A_s$ şi

1.2. $T_D=A_s-A_i$; $T_d=a_s-a_i$; $S_{max}=a_s-Ai$; $S_{min}=a_i-A_s$.

② Toleranţa teoretică probabilă

2.1. $T_{tps}=\sqrt{T_D^2+T_d^2}$ din care (pentru $T_{Dtp}=T_{dtp}$) rezultă:

$$T_{Dtp}=\frac{T_{tps}}{2}=\frac{\sqrt{T_D^2+T_d^2}}{2} \quad \text{şi} \quad T_{dtp}=\frac{T_{tps}}{2}=\frac{\sqrt{T_D^2+T_d^2}}{2}.$$

2.2. Valorile abaterilor probabile se calculează din grupul de relaţii 1.1.99 (conforme celor indicate la paragraful 1.1.7.1.1.). Se păstrează aceeaşi conduită referitoare la completările care decurg din titlul: *Obs.*: (par. 1.1.7.1.1.2.). Şi în acest caz, prin identitate de acţiune, în urma prelucrării pieselor conform relaţiei de la punctul ①, (T_{ajs}), propusă de proiectant, după măsurarea pieselor se întocmeşte tabelul 1.12.1 care prezintă cele trei coloane ale valorilor: abaterilor efective ale arborilor (a_E), coloana 1; abaterilor efective ale alezajelor coloana 2, (A_E), şi ale strângerilor practice realizate în mod efectiv, coloana 3.

Referitor la coloana 1, în care apar în ordine indiferentă abaterile arborilor, pentru care condiţia respectării baremului impus prin proiectare pentru arbori „buni" este:

$$a_s \geq a_E(1...n) \geq a_i.$$

Tabelul 1.12.1

Valorile efective ale parametrilor ajustajului

Nr. crt.	a_E µm $a_E \in (a_s...a_i)$	A_E µm $A_E \in (A_i...A_s)$	$S_E(S_p)$ µm $S_E \in (S_{max}...S_{min})$
0	1	2	3
1	+20	+4	16
2	+36	+12	24
.			
.	etc.	etc.	etc.
.	a_{Emax} ⟷	A_{Emin}	S_{max} ↑
.		A_{Emax}	↓
.			S_{min}
n	a_{Emin}		

Scanned with OKEN Scanner

În coloana a doua, se notează tot în ordine indiferentă valorile abaterilor efective ale alezajelor, pentru care, condiția respectării baremului impus prin proiectare pentru calitatea de alezaje „bune" este:

$$A_s \geq A_E(1...n) \geq A_i,$$

și în acest caz, ordinea indiferentă a înscrierii în tabel a mărimilor abaterilor efective ale celor două piese, asigură gradul cel mai de proximă similitudine a condiției de montaj. Valorile extreme care apar în cele trei coloane, oferă posibilitatea calculului valorilor de la punctul ③ și ④:

– Toleranța practică posibilă a strângerii:

③ $T_{ppos}=S_{maxppos}-S_{minppos}$, în care:

3.1. $S_{maxppos}=a_{Emax}-A_{Emin}$ și,

$$S_{minppos}=a_{Emin}-A_{Emax},$$

sau

3.2. $T_{ppos}=T_{Dppos}+T_{dppos}$ în care:

$$T_{Dppos}=A_{Emax}-A_{Emin},$$

$$T_{dppos}=a_{Emax}-a_{Emin}.$$

3.3. Valorile abaterilor practice posibile (*=*ppos*), se calculează conform modelului prezentat în grupul de relații 1.1.99, a căror notație cu asterisc (*) corespunde aici, cu noțiunea de „practic posibil" (*=*ppos*).

Ca și în cazul precedent și cel al tuturor cazurilor caracterizate de noțiunea „practic posibil", valorile caracteristicilor de asamblare extreme ($S_{maxppos}$ și $S_{minppos}$) se obțin prin împerecheri preferențiale între valorile extreme ale șirurilor de mărimi.

– Toleranța practică ④ (T_{ps}), decurge în urma unor conjugări întâmplătoare (simulând procesul efectiv de împerechere la montaj), rezultând valoarea:

④ $T_{ps}=S_{maxp}-S_{minp}$,

mărimi care rezultă din coloana a treia a tabelului 1.12.1.

4.1. $T_{Dp}=T_{ps}/2$; $T_{dp}=T_{ps}/2$.

4.2. Valorile abaterilor practice (p), se calculează din grupul de relații 1.1.99, asteriscul (*) având aici semnificația de „practic" (*=p).

Din relațiile ①, ②, ③, ④ rezultă o succesiune regresivă de inegalități:

$$T_s > T_{tps} > T_{pposs} > T_{ps}. \qquad (1.1.112)$$

① ② ③ ④

Și în acest caz, cel al ajustajelor cu strângere, ca și în cel precedent (al ajustajelor cu joc), se semnalează cele două elemente care caracterizează condiția care apare ca un rezultat simptomatic firesc al fenomenului de condiție fortuită (aleatoare) și anume:

Scanned with OKEN Scanner

a – o regresie a mărimii câmpurilor de toleranţă,
b – o progresie a preciziei de prelucrare a pieselor.

Cele specificate la capitolul anterior, cel al ajustajelor cu joc, în legătură cu efectul de condiţie similară a celor două puncte, poartă învestitura aceleiaşi explicaţii, care se supune unor reguli de distribuţie normală.

1.1.7.1.2.3. Valorile coeficienţilor de regresie a mărimii câmpurilor de toleranţă (K_r) şi de progresie a preciziei de prelucrare (K_p):

(apud cap. 1.1.7.1.1.3. la ajustaje cu joc):

$$K_r = \frac{T_{ps}}{T_{ajs}}, \tag{1.1.113}$$

şi

$$K_p = \frac{T_{ajs}}{T_{ps}}. \tag{1.1.114}$$

În legătură cu cele două valori ale coeficienţilor în cauză şi a valorilor succesive ale acestora, se dovedeşte a fi util a se determina mărimile $K_{(r;p)}$ ① → ②; ② → ③; ③ → ④:

$$K_{r①\to②} = \frac{T_{tps}}{T_{ajs}}; \quad K_{r②\to③} = \frac{T_{pposs}}{T_{tps}}; \quad K_{r③\to④} = \frac{T_{ps}}{T_{pposs}}.$$

$$K_{p①\to②} = \frac{T_{ajs}}{T_{tps}}; \quad K_{p②\to③} = \frac{T_{tps}}{T_{pposs}}; \quad K_{p③\to④} = \frac{T_{pposs}}{T_{ps}}.$$

Valorile absolute ale variaţiei câmpurilor de toleranţă:

$$\Delta T_s = T_{sfinal} - T_{siniţial} \quad (\Delta T_s < 0),$$

$$\Delta T_s = Tps - Tajs, \tag{1.1.115}$$

$$\Delta T_{s①\to②} = T_{tps} - T_{ajs}; \; \Delta T_{s②\to③} = T_{pposs} - T_{tps},$$

$$\Delta T_{s③\to④} = T_{ps} - T_{pposs}. \tag{1.1.116}$$

1.1.7.1.2.4. Schema de variaţie regresivă a câmpurilor de toleranţă de la faza ① la ④. În fig. 1.53. sunt reprezentate câmpurile de toleranţă, sub formă de schemă de principiu (fără valori specificate şi în condiţii de diagramă anamorfozată, cu specificaţii literale simbolice ale toleranţelor, abaterilor şi caracteristicilor de asamblare).

1.1.7.1.2.5. Diagramele de distribuţie ale strângerilor.

În fig. 1.54, sunt reprezentate curbele de distribuţie în cele patru ipostaze în care se situează câmpurile de toleranţă ale ajustajelor. În figură, extensia curbelor de distribuţie în ordonată [$f(n)$], este reprezentată principial, fără respectarea scării, referirea neţinând cont de numărul de mărimi considerate „n".

1.1.7.1.2.6. Exemplu de calcul numeric.

Ajustajele, cu caracteristicile lor şi anume simbol, abateri şi valori extreme ale caracteristicilor de asamblare, rezultă din proiectare, folosind

Scanned with OKEN Scanner

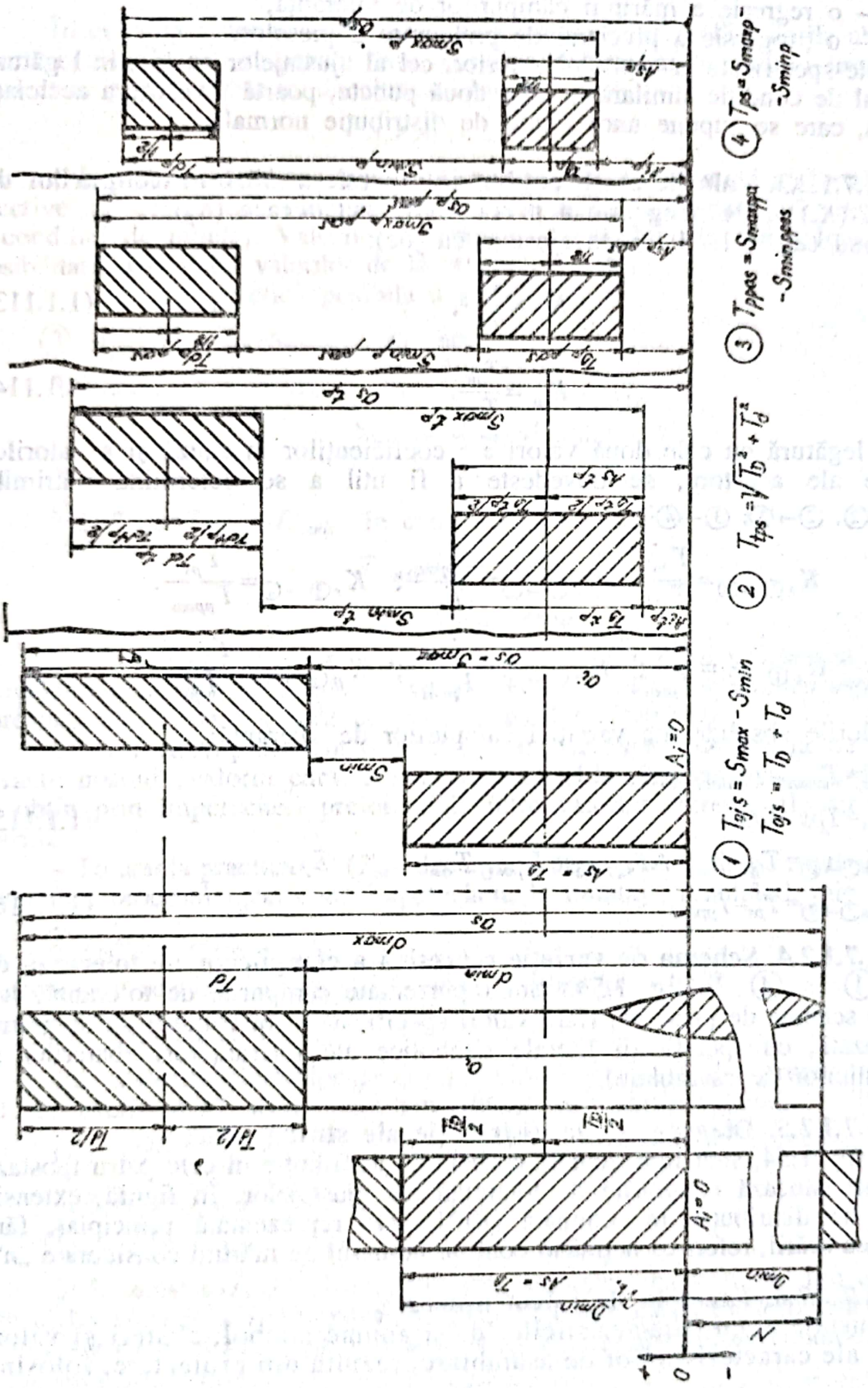


Fig. 1.53. Succesiunea de natură regresivă a câmpurilor de toleranță a unui ajustaj cu strângere, în cele patru ipostaze ale valorilor toleranței strângerii.

TAB. B. În exemplul acesta se consideră ajustajul $\phi 90^{H6}/_{u6}$. Din TAB.B, rezultă abaterile:

A_i=0; A_s=+22 µm; a_i=+124 µm; a_s=+146 µm. [După prelucrarea pieselor prin reglare automată (a), a mașinilor, și după măsurarea lor, se obține tab. 1.13, al aranjamentului de conjugare (reprodus aici cu specificațiile exclusive ale valorilor extreme, ale parametrilor în cauză)]. În coloana 1, sunt specificate numai valorile extreme ale abaterilor efective ale arborelui, care conform datelor de mai sus, sunt limitate la cuprinderea:

$$a_E \in (+124...+146)\mu m.$$

În coloana 2, sunt specificate numai valorile extreme ale abaterilor efective ale alezajului, care conform datelor de mai sus vor fi acceptate ca fiind ∈ (0...+22) µm. În coloana 3 sunt trecute numai valorile extreme ale strângerilor efective (strângerile practice), rezultate prin împerecherea întâmplătoare între abateri de piese perechi de același număr de ordine prin înșirare aleatoare, [$SE \in$ (102...144) µm]. Prin exemplul de calcul (par. 1.1.7.1.2.1) se cere:

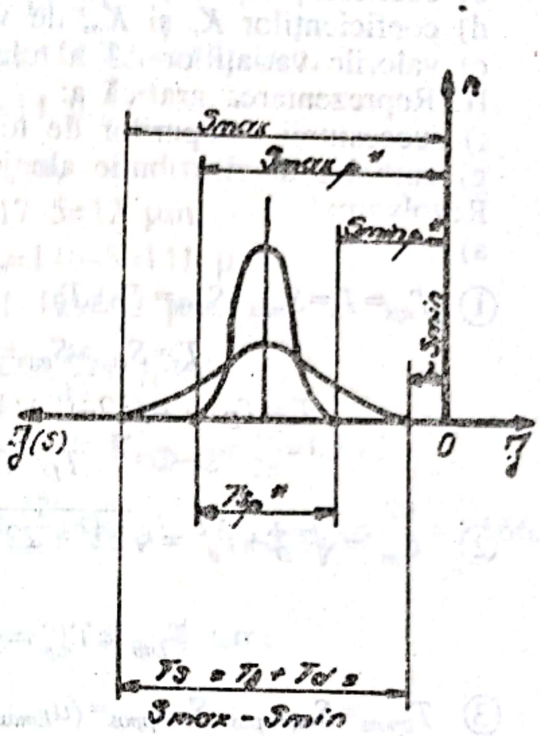


Fig. 1.54. Curbele de distribuție ale valorilor strângerilor.

I. Calculul:

a) șirului inegalităților toleranțelor;

b) abaterilor toleranțelor succesive;

Tabelul 1.13

Valorile efective ale parametrilor

Nr. crt.	$a_E \in$ (+124...+146) µm	$A_E \in$ (0...+22) µm	$S_e(S_p) \in$ (102...114) µm
0	1	2	3
1	+130	+15	115
2	+138	+18	120
.			
.	etc.	etc.	etc.
.	a_{Emax}=+142 ←	→ A_{Emin}=+4	S_{Emax}=132
.			↕
.	a_{Emin}=+128 ←	→ A_{Emax}=+18	S_{Emin}=108
.			
n			

Scanned with OKEN Scanner

c) coeficienţilor K_r şi K_p, de valoare extremă;
d) coeficienţilor K_r şi K_p, de valoare succesivă;
e) valorile variaţiilor ΔT a toleranţelor.
II. Reprezentarea grafică a:
f) succesiunii câmpurilor de toleranţă;
g) curbelor de distribuţie ale jocurilor.
Rezolvare:
a)

① $T_{ajs}=T_s=S_{max}-S_{min}=T_D+T_d$;

$$T_s=S_{max}-S_{min}=146-102=44\ \mu m,$$

$$T_s=T_D+T_d=(22-0)+(146-124)=22+22=44\ \mu m,$$

$$T_D=T_d=22\ \mu m.$$

② $T_{tps}=\sqrt{T_D^2+T_d^2}=\sqrt{22^2+22^2}=31{,}11\approx 32\mu m,$

$$T_{Dtp}=T_{dtp}=\frac{T_{tps}}{2}=\frac{32}{2}=16\mu m.$$

③ $T_{pposs}=S_{maxppos}-S_{minppos}=(a_{Emax}-A_{Emin})-(a_{Emin}-A_{Emax})=$
$=(142-4)-(128-18)=28\ \mu m.$

$$T_{Dppos}=A_{Emax}-A_{Emin}=14\ \mu m,$$

$$T_{dppos}=a_{Emax}-a_{Emin}=14\ \mu m,$$

$$T_{Dppos}=T_{dppos}=\frac{T_{pposs}}{2}=14\ \mu m.$$

④ $T_{ps}=S_{pmax}-S_{pmin}=132-108=24\ \mu m,$

$$T_{Dp}=T_{dp}=\frac{T_{ps}}{2}=12\mu m.$$

Şirul inegalităţilor toleranţelor:

$T_{ajs}>T_{tpj}>T_{pposj}>T_j$: $44>32>28>24$.

① ② ③ ④

b)

① $A_i=0$; $A_s=+22\ \mu m$; $a_i=+124\ \mu m$; $a_s=+146\ \mu m$.

② $A_{itp}=0+3=+3\ \mu m$; $A_{stp}=22-3=+19\ \mu m$,

proba: $T_{Dtp}=16=A_{stp}-A_{itp}=19-3=16\ \mu m$,

$a_{itp}=124+3=+127\ \mu m$; $a_{stp}=146-3=143\ \mu m$,

proba: $T_{dtp}=16=a_{stp}-a_{itp}=143-127=16\ \mu m$.

③ $A_{ippos}=0+4=+4\ \mu m$; $A_{sppos}=22-4=+18\ \mu m$,

Scanned with OKEN Scanner

proba: $T_{Dppos}=14\ \mu m=A_{sppos}-A_{ippos}=18-4=14\ \mu m$,

$a_{ippos}=124+4=+128\ \mu m$; $a_{sppos}=146-4=+142\ \mu m$,

proba: $T_{dppos}=14\ \mu m=a_{sppos}-a_{ippos}=142-128=14\ \mu m$.

④ $A_{ip}=0+5=+5\ \mu m$; $A_{sp}=22-5=+17\ \mu m$,

$T_{Dp}=12\ \mu m=A_{sp}-A_{ip}=17-5=12\ \mu m$,

$a_{ip}=124+5=+129\ \mu m$; $a_{sp}=146-5=141\ \mu m$,

$T_{dp}=12\ \mu m=a_{sp}-a_{ip}=141-129=12\ \mu m$.

c) $K_r=\frac{T_{ps}}{T_s}=\frac{12}{44}=0,2727$; $K_p=\frac{T_s}{T_{ps}}=\frac{44}{12}=3,666$.

d) $K_{r①\to②}=\frac{32}{44}=0,7272$; $K_{r②\to③}=\frac{28}{32}=0,875$; $K_{r③\to④}=\frac{24}{28}=0,875$.

$K_{p①\to②}=\frac{44}{32}=1,375$; $K_{p②\to③}=\frac{32}{28}=1,142$; $K_{p③\to④}=\frac{28}{24}=1,166$.

e) $\Delta T_s=24-44=-20\ \mu m$,

$\Delta T_{s①\to②}=32-44=-12\ \mu m$; $\Delta T_{s②\to③}=28-32=-4\ \mu m$;

$\Delta T_{s③\to④}=24-28=-4\ \mu m$;

$\sum_{i=1}^{4}\Delta T_{s_i}=-12-4-4=-20\ \mu m$.

f) În fig. 1.55, sunt reprezentate curbele de distribuţie ale strângerilor în succesiunea regresivă a toleranţelor pieselor.

{Este valabilă aceeaşi observaţie ca şi în capitolul precedent, referitor la faptul că sunt în discuţie numai valorile extreme ale parametrilor, extinderea în ordonată [$f(n)$] este de ficţiune didactică}.

g) În fig. 1.60, sunt reprezentate câmpurile de toleranţă ale pieselor în succesiunea lor regresivă.

În fig. 1.61. sunt reprezentate curbele de distribuţie în funcţie de toleranţa strângerii.

Ca şi în cazul ajustajului cu joc, şi la ajustajele cu strângere prelucrate prin reglare automată a maşinilor-unelte, se analizează în rândurile ce urmează un exemplu de natură fictivă, fiind considerat ajustajul

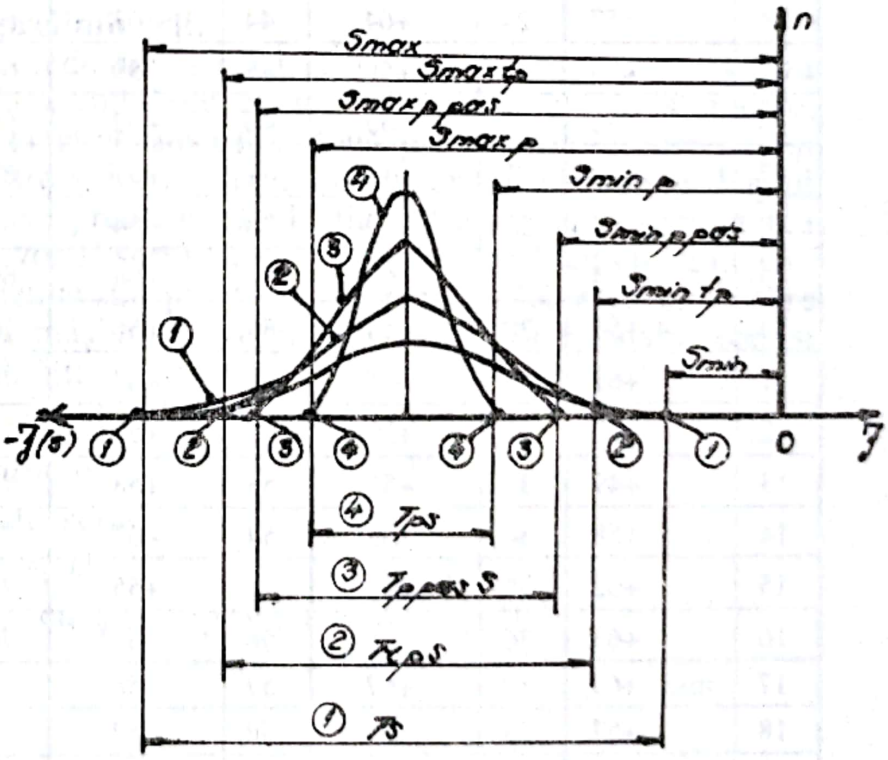


Fig. 1.55. Curbele de distribuţie ale strângerilor în succesiunea regresivă a toleranţelor pieselor.

cu strângere $\varnothing 20^{+0,033}$ asamblat cu $\varnothing 20^{+0,074}_{+0,041}$. Pentru simplificare (sau considerând asamblările prevăzute în sistemul de ajustaj cu alezaj unitar H7), abaterile efective ale alezajului au fost considerate comune, astfel şi pentru acest exemplu este valabil tabelul 1.7, cu relaţiile:

① $T_D=A_s-A_i=33-0=33$ µm; $T_d=a_s-a_i=33$ µm, cu valorile strângerilor: $S_{max}=a_s-A_i=74-0=74$ µm, $S_{min}=a_i-A_s=41-33=8$ µm; $T_{ajs}=S_{max}-S_{min}=74-8=66=T_D+T_d=33+33=66$ µm$=6\sigma$.

② Valori teoretice probabile:

$$T_{tp}=\sqrt{T_D^2+T_d^2}=46{,}66\approx 46 \text{ µm}; \quad T_{Dtp}=T_{dtp}=46/2=23 \text{ µm}.$$

③ Valorile efective extreme sunt cele extrase pentru ajustajul cu joc, exemplificat anterior:

$A_{Emin}=+7$ µm; $A_{Emax}=+26$ µm, cu toleranţa practică posibilă: $T_{Dppos}=19$ µm.

Din tabelul 1.14, conţinând abaterile efective ale arborelui $\varnothing 20^{+0,074}_{+0,041}$, prelucrat prin reglare automată:

Tabelul 1.14

Abaterile efective ale arborelui $\varnothing\ 20^{+0,074}_{+0,041}$, la reglarea automată a maşinilor-unelte

Nr. crt.	a_E [µm]	Nr. crt.	a_E [µm]	Nr. crt.	a_E [µm]	Nr. crt.	a_E [µm]	Nr. crt.	a_E [µm]
1	+52	21	+61	41	+59	61	+51	81	+59
2	+56	22	+53	42	+64	62	+59	82	+54
3	+60	23	+56	43	+51	63	+54	83	+64
4	+57	24	+64	44	+63	64	+63	84	+60
5	min. +49	25	+57	45	+59	65	+56	85	+54
6	+62	26	+53	46	+62	66	+64	86	+63
7	+60	27	+59	47	+57	67	+59	87	+58
8	+55	28	+50	48	+54	68	+50	88	+61
9	+64	29	+62	49	+68	69	+62	89	+52
10	+56	30	+58	50	+56	70	+55	90	+58
11	+61	31	+65	51	+63	71	+64	91	+63
12	+56	32	+59	52	+50	72	+58	92	+55
13	+49	33	+51	53	+58	73	+61	93	+58
14	+58	34	+63	54	+61	74	+54	94	+57
15	+62	35	+53	55	+55	75	+57	95	+55
16	+63	36	+58	56	+65	76	+64	96	+63
17	max. +68	37	+67	57	+58	77	+53	97	+58
18	+57	38	+52	58	+52	78	+57	98	+56
19	+61	39	+64	59	+64	79	+53	99	+67
20	+55	40	+57	60	+60	80	+59	100	+52

Scanned with OKEN Scanner

a_{Emax}=+68 μm; a_{Emin}=+49 μm; Toleranța practică posibilă T_{dppos}=19 μm.

$S_{maxppos}=a_{Emax}-A_{Emin}$=68–7=61 μm, $S_{minppos}=a_{Emin}-A_{Emax}$=49–26=22 μm;

$T_{ppos}=S_{maxppos}-S_{minppos}$=61–22=39 μm≈$T_{Dppos}+T_{dppos}$=19+19=38 μm.

④ Prin împerecherea întâmplătoare se determină din tabelul 1.16, valorile strângerilor practice:

$$S_{maxp}=56\ \mu m; \quad S_{minp}=14\ \mu m;$$

Din relațiile de mai sus rezultă:

$$T_{ajs}>T_{tp}>T_{ppos}>T_p: \quad 66>46>38$$

În tabelul 1.15 sunt redate datele experimentale prelucrate ale abaterilor arborilor. În fig. 1.56 și fig. 1.57 sunt redate histograma și poligonul frecvențelor (pentru arbore) (*Obs*: valorile similare referitoare la alezaj, au fost redate în cuprinsul exemplului referitor la joc). În tabelul 1.16, este redată prelucrarea datelor experimentale ale ajustajului ∅20H7/u7. În fig. 1.58 și fig. 1.59, sunt redate histograma, respectiv poligonul frecvențelor strângerilor efective. În tabelul 1.17 sunt redate prelucrările datelor experimentale la ajustaj.

În tabelul 1.18 sunt redate valorile parametrilor la prelucrarea automată atât pentru ajustajele cu joc (1.1.7.1.1.), cât și la ajustajele cu strângere (1.1.7.1.2.).

1.1.7.1.3. Ajustaje probabile (practice) la ajustaje intermediare la reglarea automată ⓐ a mașinilor-unelte.

1.1.7.1.3.1. Aserțiuni preliminarii.

Cele două capitole precedente (1.1.7.1.1. și 1.1.7.1.2.), care tratează ajustajele probabile/practice la asamblările cu joc, respectiv cele cu strângere, arată modul în care valorile efective ale celor două piese alezaj-arbore (A_E și a_E) au tendințe de migrație către valorile medii ale abaterilor admisibile. Faptul apare firesc deoarece piesele se prelucrează identic indiferent de împrejurarea prin care, în urma proiectării, vor fi sortite a se conjuga cu joc sau cu strângere. Ajustajele intermediare vor rezulta din piese care se supun aceloraşi reguli care decurg din modul de reglare al mașinii-unelte prelucrătoare. Va fi valabil același efect asupra șirului de inegalități:

$A_s>A_{Emax}>A_{Emin}>A_i$ la alezaj și

$a_s>a_{Emax}>a_{Emin}>a_i$ la arbore.

Și aici, în plus, se poate scrie:

$A_s>A_{Emax}>A_{med}>A_{Emin}>A_i$ și,

$a_s>a_{Emax}>a_{med}>a_{Emin}>a_i$ cu șirul aproximațiilor:

$A_s-A_{Emax}\approx A_{Emin}-A_i$ și

$a_s-a_{Emax}\approx a_{Emin}>a_i$;

$A_{Emax}-A_{med}\approx A_{med}-A_{Emin}$ și

$a_{Emax}-a_{med}\approx a_{med}-a_{Emin}$.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.15

Prelucrarea datelor experimentale, ale valorilor abaterilor $\varnothing\ 20^{+0,074}_{+0,041}$

Numărul clasei		1	2	3	4	5	6	7
Limitele clasei [µm]	x_i	41	46	51	56	61	66	71
	x_{i+1}	45	50	55	60	65	70	75
Media clasei x_{mi}		43	48	53	58	63	68	73
Frecvența absolută n_i [buc.]		0	5	25	37	29	4	0
Frecvența relativă f_i		0	0,05	0,25	0,37	0,29	0,04	0
$\frac{x_{mi}-c}{a}$		−3	−2	−1	0	1	2	3
$\frac{(x_{mi}-c)n_i}{a}$		0	−10	−25	0	29	8	0
Media aritmetică a probei $\bar{x}$ [µm]	$\bar{x} = c + a\frac{\sum_1^n \frac{x_{mi}-c}{a}\cdot n_i}{n} = 58,1$							
$\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2$		9	4	1	0	1	4	9
Abaterea medie pătratică σ	$\sigma = a\sqrt{\frac{\sum_1^n \left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2 \cdot n_i}{n-1}} = 4,7673$							
$\bar{x} - 3\sigma$	43,798							
$\bar{x} + 3\sigma$	72,401							
$x_{mi} - \bar{x}$ [µm]		−15,1	−10,5	−5,1	−0,1	4,9	9,9	14,9
$(x_{mi} - \bar{x})^3$		−3442,95	−1030,30	−132,65	−0,001	−117,64	970,29	3307,94
$(x_{mi} - \bar{x})^4$		51988,56	10406,04	676,52	0,0001	576,48	9605,96	49288,44
Coeficientul de asimetrie α	$\alpha = \frac{1}{\sigma^3}\sum_1^n (x_{mi} - \bar{x})^3 \cdot n_i = -10,845$							
Coeficientul de exces τ	$\tau = \frac{1}{\sigma^4}\sum_1^n (x_{mi} - \bar{x})^4 \cdot n_i - 3 = 237,231$							

Scanned with OKEN Scanner

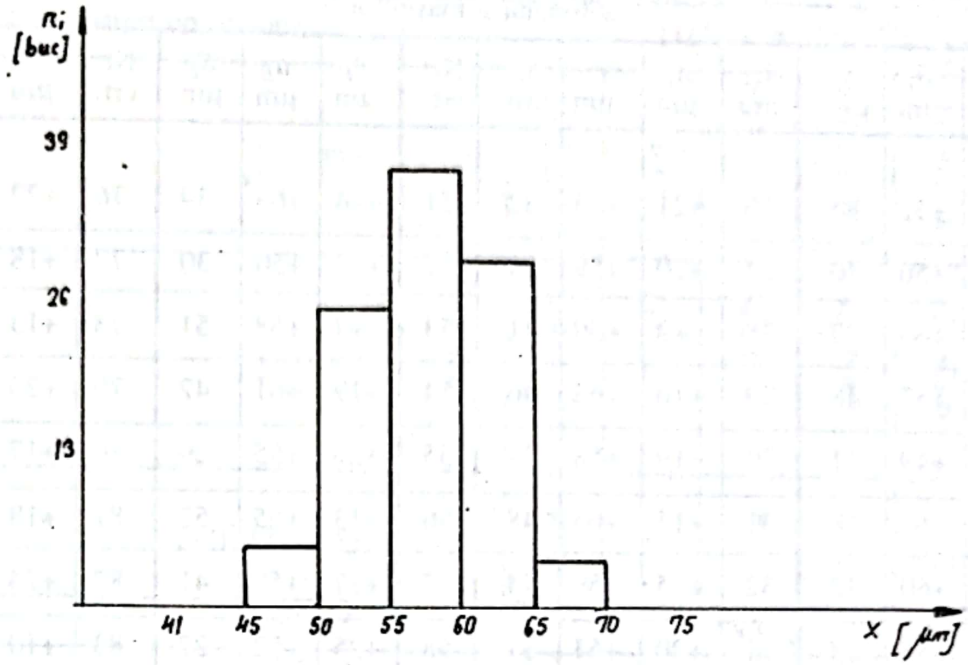


Fig. 1.56. Histograma

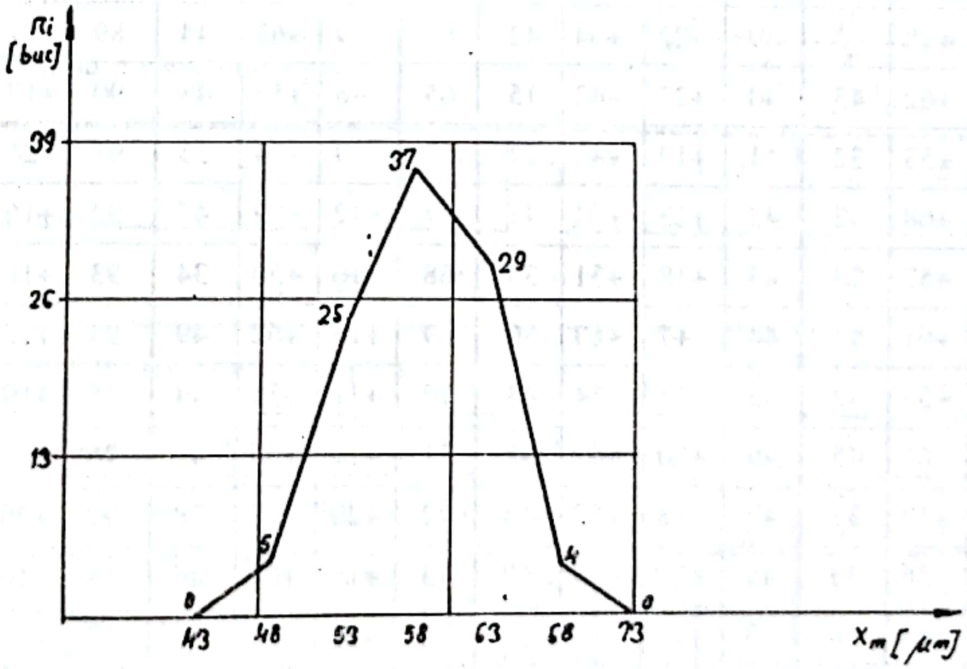


Fig. 1.57. Poligonul frecvențelor

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.16

Strângerile efective ale asamblărilor alezajelor $\varnothing 20^{+0,033}$ cu arborii $\varnothing 20^{+0,074}_{+0,041}$ la reglarea automată a mașinilor

Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	S_E µm	Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	S_E µm	Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	S_E µm	Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	S_E µm
	min.														
1	+7	+52	45	26	+21	+53	32	51	+24	+63	39	76	+22	+64	42
2	+16	+56	40	27	+20	+59	39	52	+20	+50	30	77	+18	+53	35
3	+23	+60	37	28	+9	+50	41	53	+7	+58	51	78	+13	+57	44
4	+9	+57	48	29	+16	+62	46	54	+19	+61	42	79	+23	+53	30
5	+18	+49	31	30	+19	+58	39	55	+26	+55	29	80	+17	+59	42
6	+14	+62	48	31	+17	+65	48	56	+13	+65	52	81	+18	+59	41
7	+18	+60	42	32	+15	+59	44	57	+17	+58	41	82	+24	+54	30
8	+17	+55	38	33	+20	+51	31	58	+25	+52	27	83	+10	+64	54
9	+11	+64	53	34	+25	+63	38	59	+10	+64	54	84	+25	+60	35
10	+20	+56	36	35	+18	+53	35	60	+17	+60	43	85	+16	+54	38
11	+8	+61	53	36	+21	+58	37	61	+17	+31	34	86	+25	+63	38
12	+15	+56	41	37	+13	+67	54	62	+14	+59	45	87	+7	+58	51
13	+17	+49	32	38	+19	+52	33	63	+12	+54	42	88	+25	+61	36
14	+15	+58	43	39	+22	+64	42	64	+19	+63	44	89	+19	+52	33
15	+17	+62	45	40	+27	+42	15	65	+8	+56	48	90	+17	+58	41
16	+21	+53	32	41	+19	+43	24	66	+9	+64	55	91	+26	+63	37
17	+26	+68	42	42	+23	+64	41	67	+12	+59	47	92	+16	+55	39
18	+19	+57	38	43	+18	+51	33	68	+16	+50	34	93	+16	+58	42
19	+20	+61	41	44	+7	+63	56	69	+13	+62	49	94	+12	+57	45
20	+13	+55	42	45	+11	+54	43	70	+11	+55	44	95	+19	+55	36
21	+16	+61	45	46	+20	+62	42	71	+15	+64	49	96	+17	+63	46
22	+22	+53	31	47	+8	+57	49	72	+20	+58	38	97	+26	+58	32
23	+26	+56	30	48	+23	+54	31	73	+15	+61	46	98	+16	+56	40
24	+18	+64	46	49	+12	+68	56	74	+21	+54	33	99	+17	+67	50
25	+24	+57	33	50	+15	+56	41	75	+20	+57	37	100	+13	+62	49

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.17

Prelucrarea datelor experimentale, cu valorile strângerilor ajustajului Ø 20 H8/u8

Numărul clasei	Limitele clasei [µm]		Media clasei x_{mi}	Frecvența absolută n_i [buc.]	Frecvența relativă f_i	$\frac{x_{mi}-c}{a}$	$\frac{(x_{mi}-c)n_i}{a}$	Media aritmetică a probei $\bar{x}$ [µm]	$\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2$	Abaterea medie patratică σ	$\bar{x}-3\sigma$	$\bar{x}+3\sigma$	$(x_{mi}-\bar{x})$ [µm]	$(x_{mi}-\bar{x})^3$	$(x_{mi}-\bar{x})^4$	Coeficientul de asimetrie α	Coeficientul de exces τ
1	8	17	12,5	0	0	−3	0	$\bar{x} = c + a\frac{\sum_1^k \frac{x_{mi}-c}{a}\cdot n_i}{n} = 41,3$	9	$\sigma = a\sqrt{\frac{\sum_1^k \left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2 n_i}{n-1}} = 7,385$	33,915	48,685	−28,8	−23 887,872	687 970,71	$\alpha = \frac{1}{\sigma_x^3}\sum_1^k (x_{mi}-\bar{x})^3 \cdot n_i = 2,717$	$\tau = \frac{1}{\sigma_x^4}\sum_1^k (x_{mi}-\bar{x})^4 \cdot n_i - 3 = 205,321$
2	18	27	22,5	1	0,01	−2	−2		4				−18,8	−6644,672	124 919,83		
3	28	37	32,5	30	0,3	−1	−30		1				−8,8	−681,472	5 996,954		
4	38	47	42,5	49	0,49	0	0		0				1,2	1,728	2,074		
5	48	57	52,5	20	0,2	1	20		1				11,2	1 404,928	15 735,194		
6	58	67	62,5	0	0	2	0		4				21,2	9 528,128	201 996,31		
7	68	77	72,5	0	0	3	0		9				31,2	30 371,328	947 585,43		

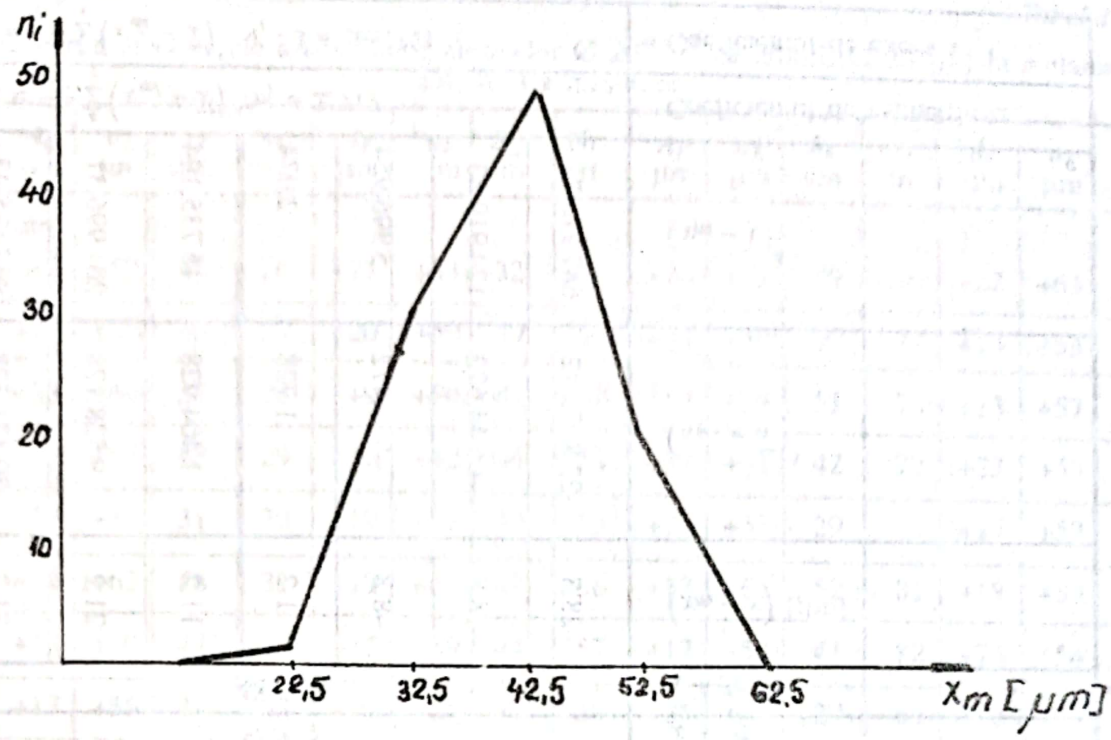


Fig. 1.58 Poligonul frecvențelor

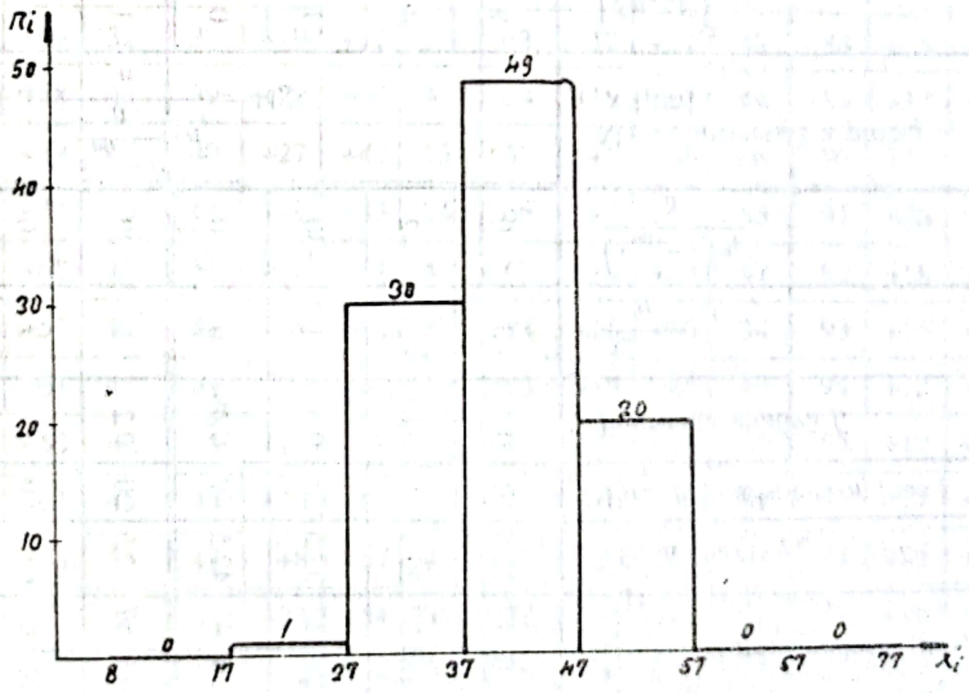


Fig. 1.59. Histograma.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.18

Valorile parametrilor la prelucrarea atutomată

Nr. crt.	Ajustaj	Din proiectare											Din prelucrare tehnologică, măsurare și interpretare statistică*								Din interpretare statistică								Concluzii
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32
1	Joc	$\Phi 20^{+0,033}$ (H8)	$\Phi 20^{+0,053}_{+0,020}$ (f8)	20	20,033	19,080	0,033	0,033	0,066	0,066	0,04653	J_{max} =0,086	J_{min} =0,020	J_{maxp} =0,066	J_{minp} =0,037	T_{pj} =0,024	0,0145 (cl. 6)	0,0145 (cl. 6)	+0,026	+0,007	−0,027	+0,047	20,026	20,007	19,073	19,053	J_{maxpp} =0,073	J_{minpp} =0,034	0,039	0,0195 (cl. 7)	0,0195 (cl. 7)	33>19,5>14,5	(17, 18); (30, 31)
2	Strângere	$\Phi 20^{+0,033}$ (H8)	$\Phi 20^{+0,074}_{+0,041}$ (u8)	20	20,033	20,074	0,033	0,033	0,066	0,066	0,04653	S_{max}=0,074	S_{min} =0,008	S_{maxp}=0,056	S_{minp}=0,027	T_{ps}=0,029	0,0145 (cl. 6)	0,0145 (cl. 6)	+0,026	+0,007	+0,068	+0,048	20,026	20,007	20,068	20,048	S_{maxpp}=0,061	S_{minpp}=0,023	0,038	0,019 (<cl. 7)	0,019 (<cl. 7)	33>19>14,5	

* parametri virtuali.

Scanned with OKEN Scanner

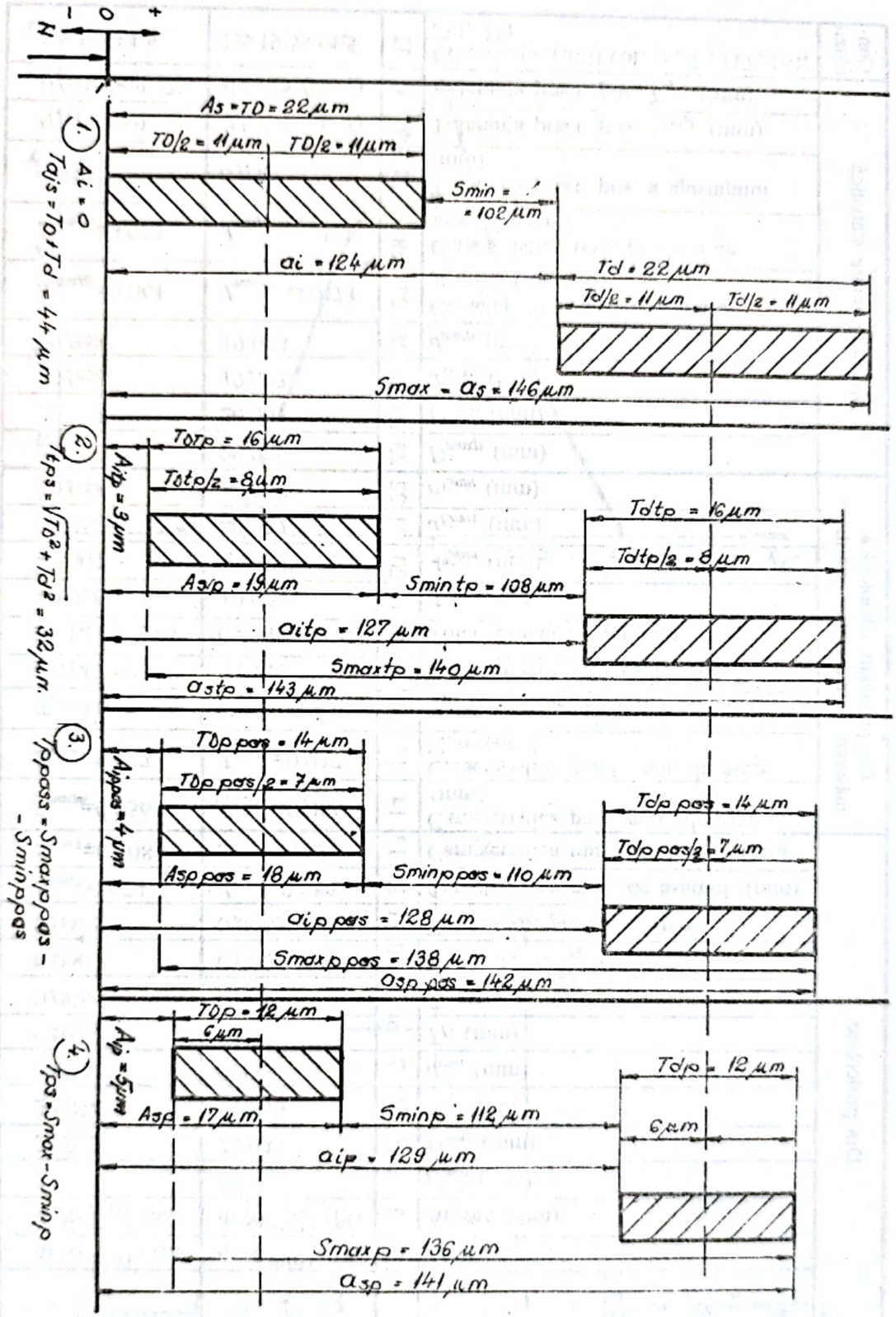


Fig. 1.60. Câmpurile de toleranţă ale pieselor în succesiunea lor regresivă, la ajustaj cu strângere la reglarea automată (a) a maşinilor.

Scanned with OKEN Scanner

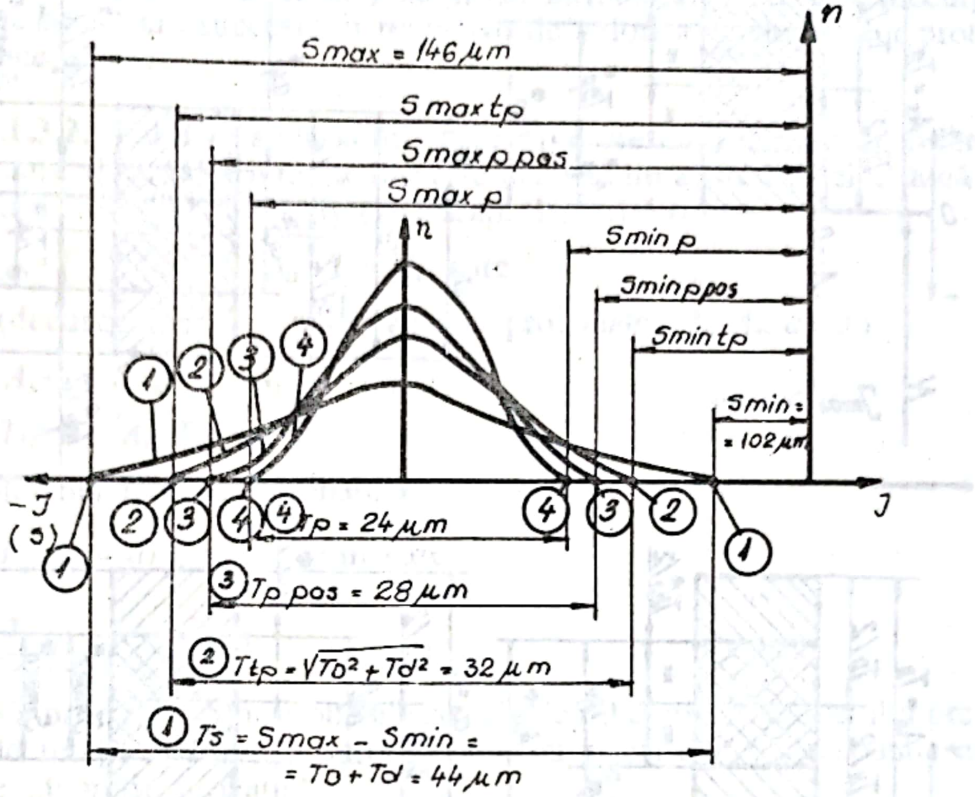


Fig. 1.61. Curbele de distribuţie în funcţie de toleranţa strângerii.

Fenomenul s-a dovedit a se manifesta continuu în cadrul (mai ales al) producţiei de serie mare sau de masă. Progresia fenomenului este exponenţial inversă.

În fig. 1.62, sunt redate câmpurile de toleranţă ale unor ajustaje intermediare, la prelucrarea pieselor prin reglarea automată (a), a maşinilor-unelte.

Ca şi în cazurile similare, cele ale prelucrării automate (a) a pieselor din exemplele date în cap. 1.1.7.1.1 şi cap. 1.1.7.1.2, cele ale ajustajelor cu joc şi cu strângere, domeniile dublu haşurate constituie câmpurile de toleranţă probabile şi/sau cele practice. Acestea, abaterile lor, precum şi caracteristicile de asamblare sunt însoţite de notaţii literale marcate cu asterisc (*). Şi în acest caz, asteriscul (*) se referă la toată succesiunea (diferenţiată treptat) a caracteristicilor probabile şi practice. Valorile acestor caracteristici sunt redate în formulele (1.1.99) (cap. 1.1.7.1.1). Acestea sunt T_{Dp}*; T_{dp}*; A_{sp}*; A_{ip}*; a_{sp}*; a_{ip}* (care prezintă aceleaşi formule de calcul ca şi cele specificate în capitolul de mai sus).

Valorile caracteristicilor „de asamblare", în cadrul acestui subiect care tratează ajustajele intermediare, vor fi:

$$J_{maxp}^* = A_{sp}^* - a_{ip}^*;\ S_{maxp}^* = a_{sp}^* - A_{ip}^*.$$

În toate formulele de mai sus, valorile „date" ale problemei decurg din proiectare, fază care utilizează TAB. B şi care a stabilit în final valorile:

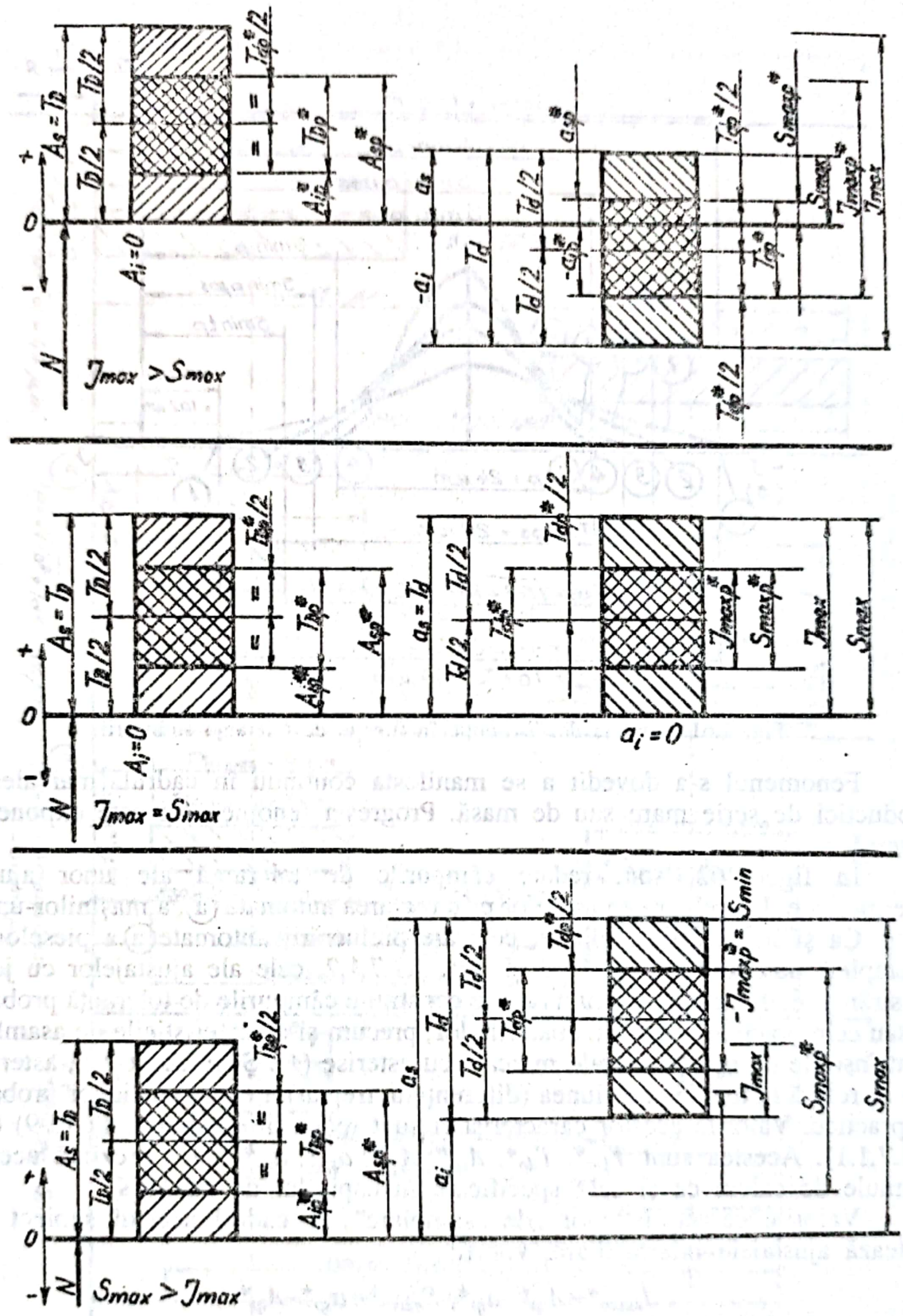


Fig. 1.62. Câmpurile de toleranță ale unor ajustaje intermediare, la prelucrarea pieselor prin reglarea (a), a mașinilor-unelte.

Scanned with OKEN Scanner

A_i; A_s; a_s; a_i, din care rezultă T_D și T_d, urmând ca celorlalte valori probabile, sau practice (însoțite de asterisc*) să li se atribuie mărimi care decurg din „*formulele de bază*" ale succesiunii regresive de valori ale toleranțelor probabile și/sau practice.

1.1.7.1.3.2. Valorile succesiunii regresive ale câmpurilor de toleranță. Toleranța ajustajului intermediar este dedusă din abaterile celor două piese prin proiectare folosind TAB. B (vezi cap. 1.1.7.1.1.6.).

① $T_{ajJ/S} = T_{J/S}$*[1] $= J_{max} + S_{max} = T_D + T_d$, care

1.1. (decurge din cele patru abateri proiectate: A_i; A_s; a_s; a_i),

$J_{max} = A_s - a_i$; $S_{max} = a_s - A_i$, și

1.2. $T_D = A_s - A_i$; $T_d = a_s - a_i$.

②Toleranța teoretică probabilă

2.1. $T_{tp\,J/S} = \sqrt{T_D^2 + T_d^2}$, din care:

$$T_{Dtp} = \frac{T_{tpJ/S}}{2};\ T_{dtp} = \frac{T_{tpJ/S}}{2}.$$

2.2. Valorile abaterilor probabile se calculează conform modelului prezentat în grupul de relații (1.1.99), a căror notație cu asterisc (*) corespunde aici cu noțiunea de „teoretic probabil".

Pentru calculul valorilor de la punctul③(toleranța practică posibilă) și de la punctul④(toleranța practică), se procedează, ca și în cazurile precedente, prin a se măsura piesele și prin a întocmi un tabel al valorilor efective a abaterilor (A_E și a_E) și (în acest caz al ajustajelor intermediare) a celor două caracteristici de asamblare virtual formabile: jocul (J_E) sau strângerea (S_E).

În tab. 1.19 sunt redate valori efective ale: alezajului (A_E) coloana 1, arborelui (a_E) coloana 2, jocul efectiv (J_E) coloana 3, și strângerea efectivă (S_E) coloana 4. În coloana 1 apar în ordine indiferentă abaterile efective ale alezajelor, împerechindu-se cu valorile din coloana 2, cele ale abaterilor efective ale arborilor, într-un mod cu totul întâmplător. Rezultatul diferenței:

$A_E - a_E$ va fi:

– pozitiv: $(A_E - a_E) > 0$; $A_E > a_E$ deci ajustajul rezultă cu joc;

– negativ: $(A_E - a_E) < 0$ deci ajustajul rezultă cu un joc negativ, adică cu strângere;

– Toleranța practică posibilă a ajustajului intermediar ($T_{ppos\,J/S}$):

③ $T_{ppos\,J/S} = J_{maxppos} + S_{maxppos}$, în care:

3.1. $J_{maxppos} = A_{Emax} - a_{Emin}$ și

$S_{maxppos} = a_{Emax} - A_{Emin}$,

*[1] Prin semnul J/S se va înțelege un ajustaj cu joc sau cu strângere (adică particularitatea ajustajelor intermediare).

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.19

Valorile efective ale parametrilor ajustajului

Nr. crt.	$A_E \in (A_i \ldots A_s)$ µm	$a_E \in (a_i \ldots a_s)$ µm	Joc sau strângere	
			$J_E(J_p) \in (J_{min} \ldots J_{max})$ µm	$S_E(S_p) \in (S_{min} \ldots S_{max})$ µm
0	1	2	3	4
1	+18	–4	22	–
2	+14	+18	–	4
.				
.	etc.	etc.	etc.	etc.
.	A_{Emax} ← →	a_{Emin}	$J_{Emax}=J_{pmax}$	
.				$S_{Emax}=S_{pmax}$
.	A_{Emin} ← →	a_{Emax}		
n				

sau

3.2. $T_{ppos\,J/S}=T_{Dppos}+T_{dppos}$, în care:

$T_{Dppos}=A_{Emax}-A_{Emin}$,

$T_{dppos}=a_{Emax}-a_{Emin}$.

3.3. Valorile abaterilor practice posibile (*=*p.pos*) se calculează conform modelului prezentat în grupul de relaţii (1.1.99), a căror notaţie cu asterisc (*) corespunde aici cu noţiunea de „practic posibil" (*=*p.pos*).

Valorile caracteristicilor de asamblare ($J_{maxppos}$ şi $S_{maxppos}$) sunt realizate prin împerecherea preferenţială între valorile extreme de dependenţă (max conjugat cu min). Condiţia realizării practice a acestei situaţii extreme este practic imposibilă sau cu densitate de probabilitate nulă, deoarece trebuiesc respectate două condiţii extreme: A_{Emax} să se conjuge întâmplător într-un experiment cu a_{Emin} şi în acelaşi experiment a_{Emax} să se conjuge cu A_{Emin}. Mărimea câmpului de toleranţă practic posibil la toate grupele de ajustaj (T_{pposj}; T_{pposs}; $T_{ppos\,J/S}$) se calculează totuşi pentru a constitui bază de referinţă pentru proiectant, în conduita pe care o adoptă la corecţia ajustajului, fiind astfel acoperit de fond maximal de siguranţă.

– Toleranţa practică ④ ($T_{p\,J/S}$) decurge în urma unor conjugări întâmplătoare în ordinea cronologică indiferentă a aranjamentului valorilor celor două piese perechi. Faptul realizează o similitudine faţă de procesul de montaj, în care piesele se asamblează prin împerecheri întâmplătoare, fără sortare, ajustare sau reglare (vezi interschimbabilitatea totală).

④ $T_{p\,J/S}=J_{maxp}+S_{maxp}$ (de pe coloanele 3 şi 4).

4.1. $T_{Dp}=T_{p\,J/S}/2$; $T_{dp}=T_{p\,J/S}/2$.

4.2. Valorile abaterilor practice (p) se calculează din grupul de relaţii (1.1.99), asteriscul (*) având aici semnificaţia de „practice" (*=*p*).

Scanned with OKEN Scanner

Din relaţiile ①, ②, ③, ④ rezultă o succesiune regresivă de inegalităţi:

$T_{J/S} > T_{tp\ J/S} > T_{ppos\ J/S} > Tp_{\ J/S}$.

① ② ③ ④

În acest caz, cel al ajustajelor intermediare, se semnalează *pe lângă cele două efecte:*

a) o regresie a mărimii câmpurilor de toleranţă

b) o progresie a preciziei de prelucrare a pieselor, *apare şi fenomenul* (care datorită migraţiei către valoarea medie a valorilor efective) *de alterare a condiţiei impuse la proiectare.* Astfel dacă ajustajul este proiectat în mod deliberat cu un anumit J_{max} şi S_{max} (sau cu un anumit $\%J+\%S=100\%$) vor putea interveni următoarele cazuri:

c.1) dacă $J_{max} > S_{max}$ ($\%J > \%S$), ajustajul va migra către ajustaj cu joc (fig. 1.63).

c.2) dacă $S_{max} > J_{max}$ ($\%S > \%J$), ajustajul migrează către a deveni ajustaj cu strângere (fig. 1.64).

c.3) ar fi cazul: $J_{max}=S_{max}$ ($\%J=\%S=50\%$) când apar numai fenomenele de la punctele a) şi b) (fig. 1.65). Se observă în cazul (fig. 1.63), că deodată cu regresia valorică a câmpurilor de toleranţă (care iniţial prezentau condiţia: $J_{max}>S_{max}$, dar $S_{max}>0$), valoarea strângerii scade în favorul valorii jocului, astfel încât la un moment dat strângerea devine negativă, adică ajustajul se transformă în ajustaj cu joc ($J=100\%$; $S=0\%$ şi $S_{max}<0$). În cazul exemplificat în cadrul fig. 1.64, în care dacă se analizează condiţia regresiei valorice a câmpurilor de toleranţă (care iniţial prezentau condiţia $S_{max}>J_{max}$, dar şi $J_{max}>0$), valoarea jocului scade în favorul valorii strângerii, astfel încât se ajunge la situaţia că ajustajul

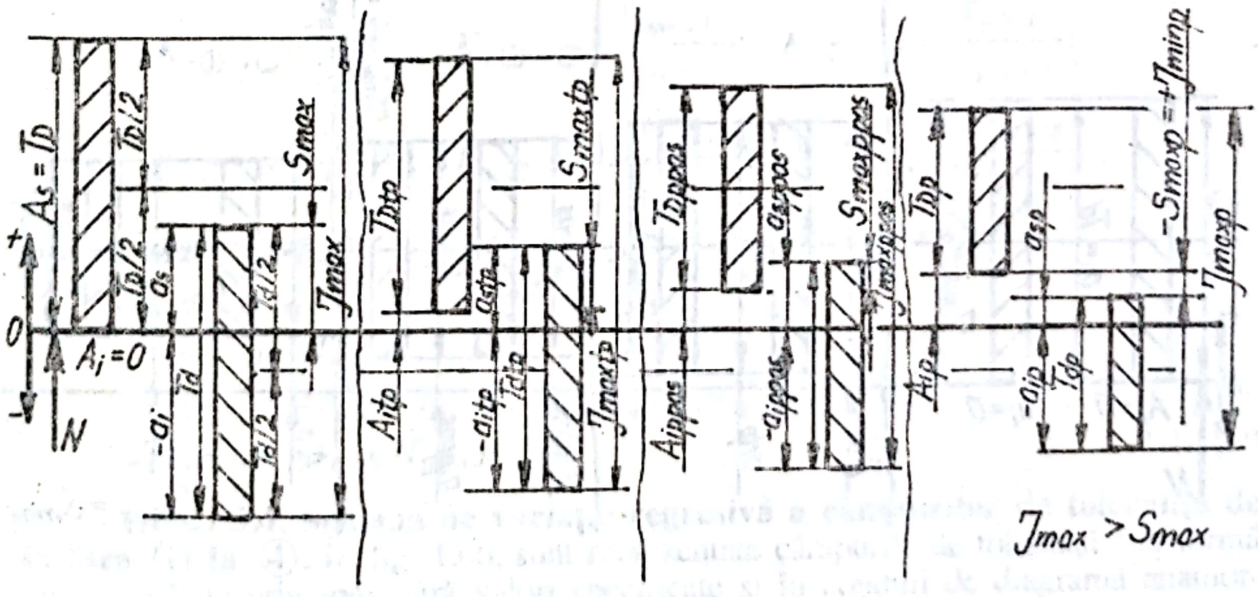


Fig. 1.63. Succesiunea regresivă a valorilor câmpului de toleranţă la ajustajele intermediare ($\%J > \%S$).

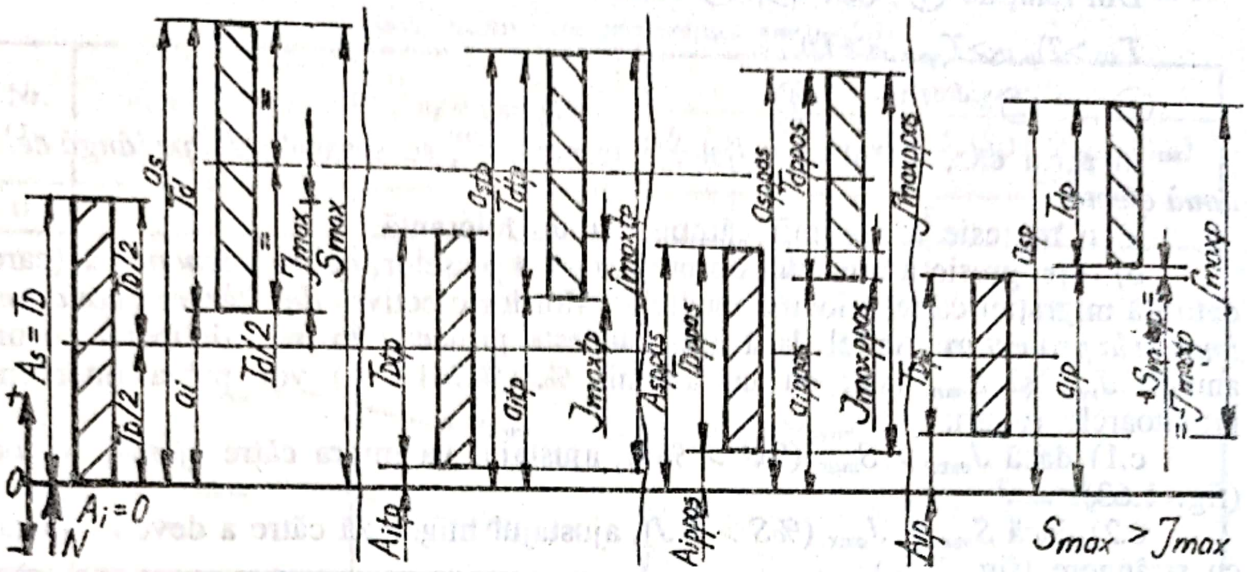


Fig. 1.64. Succesiunea regresivă a valorilor câmpului de toleranţă la ajustajele intermediare (%S > %J).

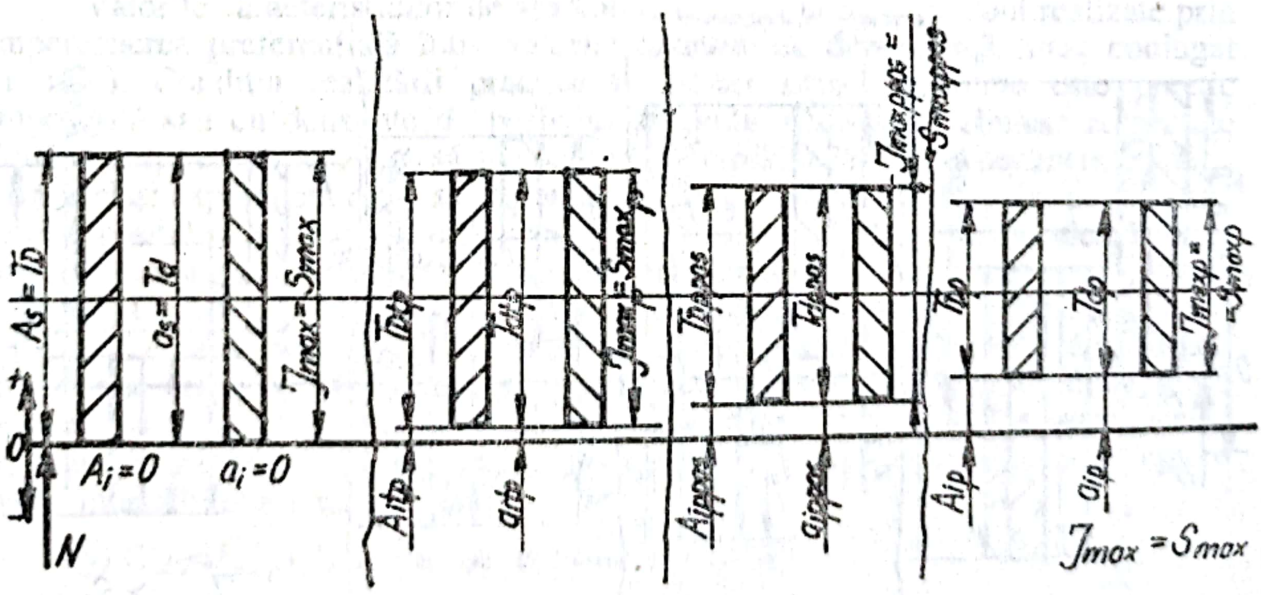


Fig. 1.65. Succesiunea regresivă a valorilor câmpului de toleranţă la ajustajele intermediare (%J=%S).

Scanned with OKEN Scanner

se transformă în ajustaj cu strângere (S=100%; J=0% şi J_{max}<0). Atunci când câmpurile de toleranţă la un ajustaj intermediar se suprapun simetric (fig. 1.65) (chiar în cazul inegalităţii lor) condiţia care apare se rezumă la efectele semnalate sub punctele a) şi b), adică (numai) o regresie a mărimii câmpurilor de toleranţă şi o progresie a preciziei de prelucrare a lor.

Fenomenul „alterării" condiţiei impuse prin proiectare la exemplele c.1 şi c.2 (fig. 1.63) şi (fig. 1.64), coroborat de cel al tendinţei de micşorare a câmpurilor de toleranţă, apare (s-ar putea spune) ca o „zestre genetică" previzibilă şi care determină apariţia la „productul de concepţie" (la piesele prelucrate) o malformaţie congenitală. Aceasta s-ar ilustra prin aceea că, în urma prelucrării rezultă cu totul altceva decât obiectivul scontat. Ca măsură profilactică (de anticipare reparatorie), ţinând seama de prognoza certă a apariţiei fenomenului, proiectantul va fi înzestrat în această lucrare cu metode analitice de corecţie (încă pe „planşeta de lucru"), astfel încât prin prelucrare să rezulte ajustajul scontat (vezi cap. 3).

1.1.7.1.3.3. Valorile coeficienţilor de regresie a mărimii câmpurilor de toleranţă *(K_r)* şi de progresie a preciziei de prelucrare (K_p).

(Apud cap. 1.1.7.1.1.3 şi 1.1.7.1.2.3) la ajustaje cu joc, respectiv la ajustaje cu strângere, şi la ajustajele intermediare valoarea celor doi coeficienţi se păstrează, firește, aceeaşi:

$$K_r = \frac{T_{p\,J/S}}{T_{aj\,J/S}}, \tag{1.1.117}$$

$$K_p = \frac{T_{aj\,J/S}}{T_{p\,J/S}}. \tag{1.1.118}$$

Valorile succesive ale celor doi coeficienţi în cele patru ipoteze ale mărimii câmpurilor de toleranţă în regresie:

$$K_{r\,①\to②} = \frac{T_{tp\,J/S}}{T_{aj\,J/S}}; \quad K_{r\,②\to③} = \frac{T_{ppos\,J/S}}{T_{tp\,J/S}}; \quad K_{r\,③\to④} = \frac{T_{p\,J/S}}{T_{ppos\,J/S}};$$

$$K_{p\,①\to②} = \frac{T_{aj\,J/S}}{T_{tp\,J/S}}; \quad K_{p\,②\to③} = \frac{T_{tp\,J/S}}{T_{ppos\,J/S}}; \quad K_{p\,③\to④} = \frac{T_{ppos\,J/S}}{T_{p\,J/S}};$$

Valorile absolute ale variaţiei câmpurilor de toleranţă:

$$\Delta T_{J/S} = T_{J/S\,final} - T_{J/S\ iniţial} \quad (\Delta T_{J/S} < 0)$$

$$\Delta T_{J/S} = T_{p\,J/S} - T_{aj\,J/S}.$$

$$\Delta T_{J/S\,①\to②} = T_{tp\,J/S} - T_{aj\,J/S}; \quad \Delta T_{J/S\,②\to③} = T_{ppos\,J/S} - T_{tp\,J/S};$$

$$\Delta T_{J/S\,③\to④} = T_{p\,J/S} - T_{ppos\,J/S}. \tag{1.1.119}$$

1.1.7.1.3.4. Schema de variaţie regresivă a câmpurilor de toleranţă de la faza ① la ④. În fig. 1.66, sunt reprezentate câmpurile de toleranţă sub formă de schemă de principiu (fără valori specificate şi în condiţii de diagramă anamorfozată, cu notaţii literale simbolice ale toleranţelor, abaterilor şi caracteristicilor de asamblare).

Scanned with OKEN Scanner

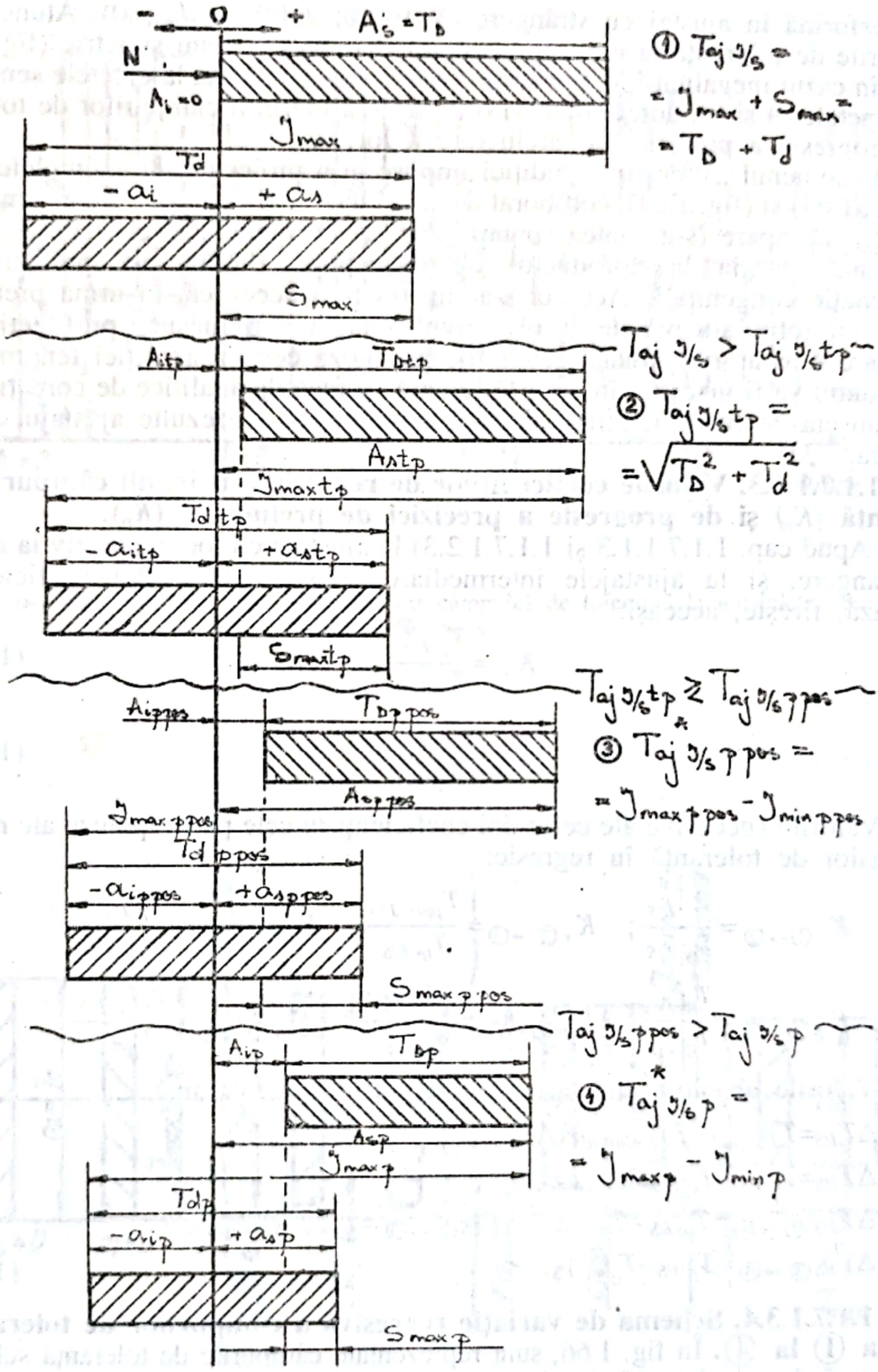


Fig. 1.66. Succesiunea de natură regresivă valorică a câmpului de toleranță a unui ajustaj intermediar, în cele patru ipostaze ale valorilor toleranței.

Scanned with OKEN Scanner

1.1.7.1.3.5. Diagramele de distribuţie ale jocurilor şi strângerilor.

În fig. 1.67, sunt reproduse poziţiile aceleiaşi valori ale câmpului de toleranţă a ajustajului de la poziţia 1, la poziţia $(n-a)$ şi în continuare de la poziţia $(n+1)$ la poziţia $(n+n)-a$. Astfel în poziţia 1 se figurează segmentul $\overline{A_1B_1}$, care reprezintă toleranţa ajustajului 1, provenind din:

1, $J_{max1}-J_{min1}=\overline{A_1B_1}=T_{ajj}=T_{j1}$,

segmentul $\overline{A_2B_2}$, fiind toleranţa ajustajului 2, provenind din:

$J_{max2}-J_{min2}=\overline{A_2B_2}=T_{ajj}=T_{j2}$.

În continuare urmând ajustajele 3, 4, ... n, ultimul determinând relaţia:

3, ...

4, ...

.

.

.

n, $J_{max_n}-J_{min_n}=\overline{A_nB_n}=T_{ajj}=T_{j_n}$.

Se asigură, pentru a garanta criteriul termenului de comparaţie, condiţia:

$\overline{AB}=\overline{A_1B_1}=\overline{A_2B_2}=\ldots=\overline{A_nB_n}=T_{j1}=T_{j2}=\ldots=T_{j_n}$.

Începând cu poziţia $(n+1)$, translatând în continuare acelaşi segment $\overline{AB}$, înspre domeniul jocurilor negative (adică al strângerilor) se vor obţine succesiv poziţiile $(n+2)$; $(n+3)$. Acestea prezintă particularitatea de a avea $J_{min} < 0$, adică

$-J_{min}=+S_{max}$ [din: $-(A_i-a_s)=a_s-A_i=S_{max}$].

Ajustajul $(n+1)$:

$$\overline{A_{(n+1)}B_{(n+1)}}=J_{max_{(n+1)}}-J_{min_{(n+1)}}=J_{max_{(n+1)}}-(A_i-a_s)_{(n+1)}=$$

$$=J_{max_{(n+1)}}+S_{max_{(n+1)}}=T_{aj_{(n+1)}}=T_{aj\ J/S_{(n+1)}};$$

$$\overline{A_{(n+2)}B_{(n+2)}}=J_{max_{(n+2)}}+S_{max_{(n+2)}}=T_{aj_{(n+2)}}=T_{J/S_{(n+2)}};$$

$$\overline{A_{(n+3)}B_{(n+3)}}=J_{max_{(n+3)}}+S_{max_{(n+3)}}=T_{aj_{(n+3)}}=T_{J/S_{(n+3)}}.$$

Şi în acest grup de ajustaje, care formează exemplul ajustajelor intermediare (sau de trecere), vor fi valabile relaţiile (pentru a asigura criteriul termenului de comparaţie):

$$\overline{A_{(n+1)}B_{(n+1)}}=\overline{A_{(n+2)}B_{(n+2)}}=\overline{A_{(n+3)}B_{(n+3)}}=T_{J/S_{(n+1)}}=T_{J/S_{(n+2)}}=T_{J/S_{(n+3)}}.$$

În capitolul de faţă, fiind vorba de ajustajele intermediare, se va face revenirea asupra cazurilor $(n+1)$; $(n+2)$; $(n+3)$.

Continuând cu translatarea segmentului $\overline{AB}$ înspre ajustajele cu strângere, se vor întâlni cazurile:

Scanned with OKEN Scanner

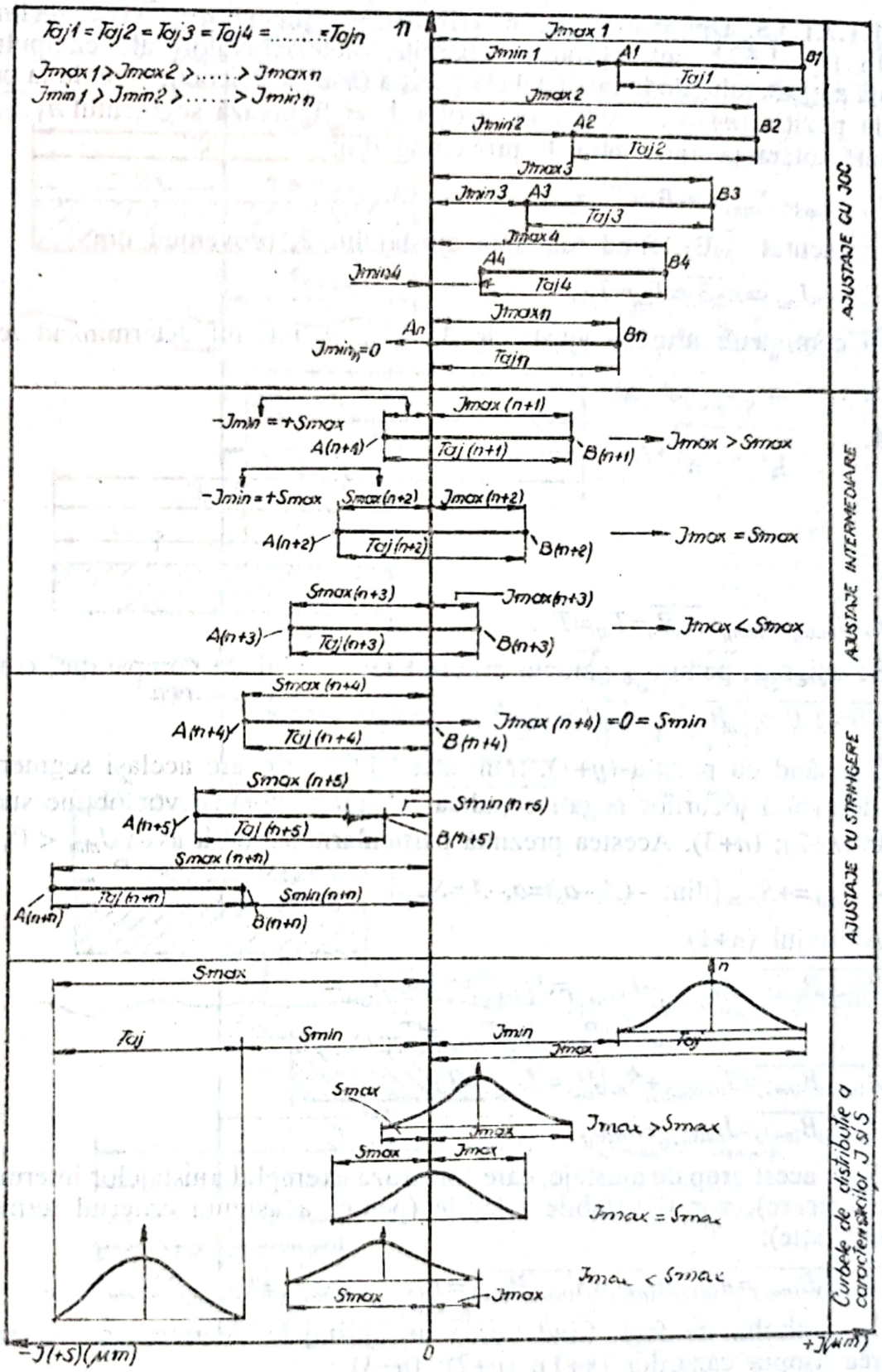


Fig. 1.67. Câmpurile de toleranţă ale ajustajelor (T_J, T_{JS}, T_S) în funcţie de natura caracteristicilor de asamblare.

Scanned with OKEN Scanner

$(n+4)$, la care:

$\overline{A_{(n+4)}B_{(n+4)}}=J_{max_{(n+4)}}+S_{max_{(n+4)}}$, în care $J_{max_{(n+4)}}=0$, deci ajustajul devine exclusiv cu strângere, până la cazul $(n+n)$, deci:

$(n+4)\ \overline{A_{(n+4)}B_{(n+4)}}=S_{max_{(n+4)}}-S_{min_{(n+4)}}=T_{ajs_{(n+4)}}=T_{s_{(n+4)}}$;

$(n+5)\ \overline{A_{(n+5)}B_{(n+5)}}=S_{max_{(n+5)}}-S_{min_{(n+5)}}=T_{ajs_{(n+5)}}=T_{s_{(n+5)}}$;

.

.

.

$(n+n)\ \overline{A_{(n+n)}B_{(n+n)}}=S_{max_{(n+n)}}-S_{min_{(n+n)}}=T_{ajs_{(n+n)}}=T_{s_{(n+n)}}$.

Problema care se pune în cadrul prezentului capitol este cea referitoare la ajustajele intermediare [de sub punctele $(n+1)$, $(n+2)$, $(n+3)$]. Aceasta ocupă loc peste o porţiune de joc (corespunzător jocului maxim pe care-l posedă) şi peste o porţiune de strângere (corespunzător strângerii maxime pe care o posedă). În fig. 1.69 sunt reprezentate (în poziţiile *a*, *b* şi *c*) curbele de distribuţie ale caracteristicilor de asamblare ($J+S$). Ca şi în cazul paragrafului anterior 1.1.7.1.3.5, şi în cazul paragrafului de faţă 1.1.7.2.1.5, reprezentarea în ordonată este respectată numai ca alură de principiu (nu s-au pus în discuţie valorile lui „*n*").

1.1.7.1.3.6. Exemplu de calcul numeric

Ajustajele rezultă din procesul de proiectare, utilizând metoda originală expusă la cap. 3: PPPPP, după care, cu ajutorul TAB. B, se determină: simbolul ajustajului, în legătură cu care se calculează abaterile, de asemeni cu ajutorul TAB. B.

Se consideră aici ajustajul proiectat $\varnothing 20^{H7}/_{m7}$. Din TAB. B, rezultă abaterile: $A_i=0$; $A_s=+21$ µm; $a_i=+8$ µm; $a_s=+29$ µm. [După prelucrarea pieselor prin reglarea automată ⓐ a maşinilor-unelte şi după măsurarea lor, se obţine tab. 1.20, al aranjamentului de împerechere întâmplătoare (reprodus simplificat cu specificaţiile exclusive ale valorilor extreme ale parametrilor în cauză)]. În coloana 1 sunt specificate valorile extreme ale abaterilor efective ale alezajului (la număr de ordine 1 şi 2 sunt redate două exemple disparate).

Valorile teoretice ale mărimilor efective ale alezajelor pot fi cuprinse: $A_E \in (0...+21)$ µm. În coloana 2 sunt redate valorile extreme ale mărimilor efective (măsurate) ale arborilor, cuprinşi în intervalul: $a_E \in (+8...+29)$ µm. În coloana 3 vor apărea jocurile efective care pot lua naştere între alezajul şi arborele de la respectivul număr de ordine. În coloana 4 apar valorile eventualelor strângeri efective. În tabelul în cauză sunt trecute valorile maxime ale acestor caracteristici (J_{max} şi S_{max}).

Prin exemplul de calcul (par. 1.1.7.1.2.1) se cere şi în acest caz calculul următoarelor caracteristici şi parametri (se trece la înlocuirea directă a valorilor de sub punctul I (*a* ... *e*) şi de sub punctul II (*f*, *g*)):

Scanned with OKEN Scanner

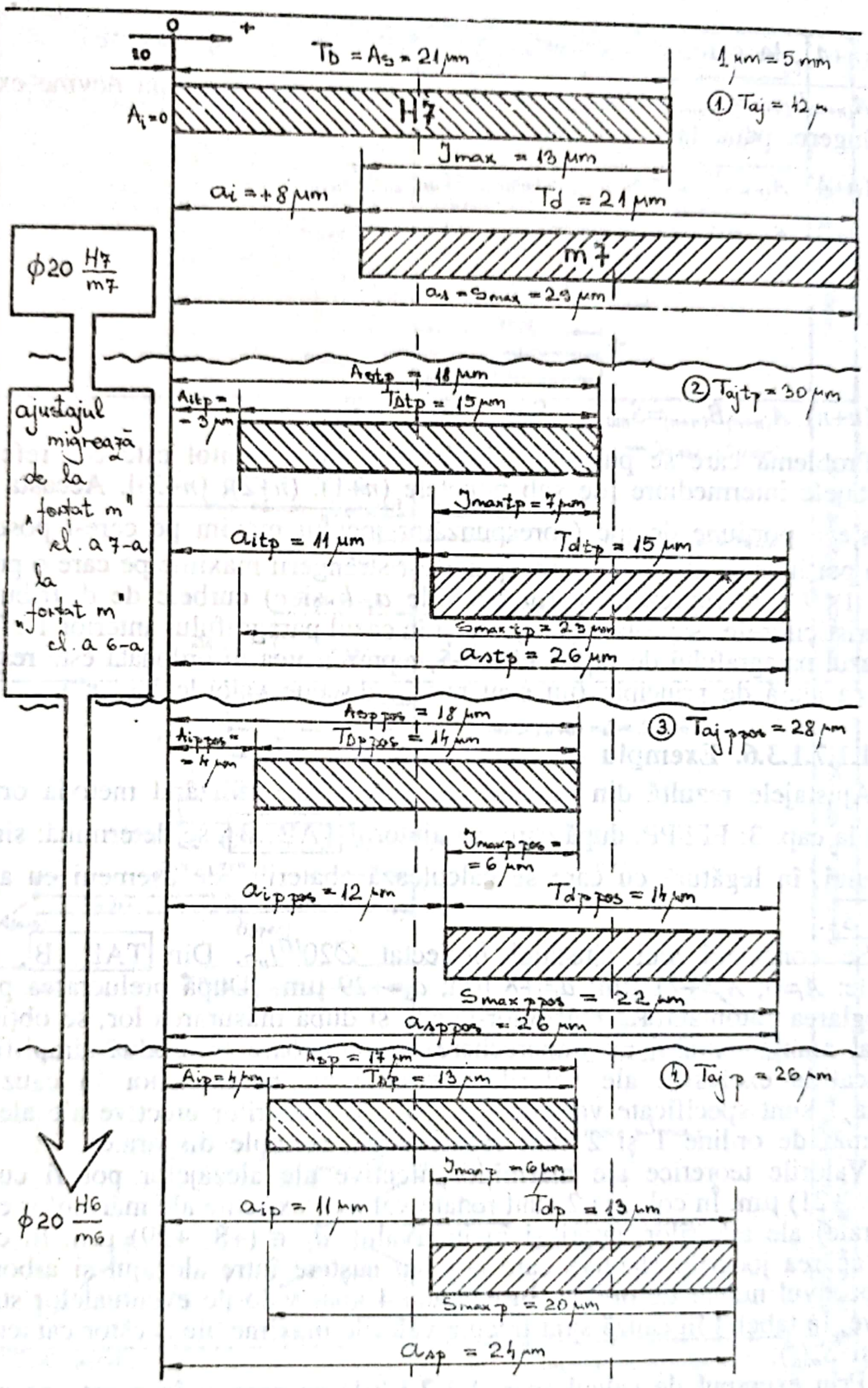


Fig. 1.68. Câmpurile de toleranţă în succesiunea lor regresivă a ajustajului intermediar.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.20

Valorile efective ale parametrilor

Nr. crt.	$A_E \in (0\ldots+21)$ µm	$a_E \in (+8\ldots+29)$ µm	Joc sau strângere	
			$J_E \in (0\ldots13)$ µm	$S_E \in (0\ldots29)$ µm
0	1	2	3	4
1	+10	−18	–	8
2	+16	+10	6	–
.	etc.	etc.	etc.	etc.
.			J_{max}=7	
.	A_{Emax}=18 ←	→ $J_{maxppos}$ → a_{Emin}=10		
.				S_{max}=19
.	A_{Emin}=6 ←	→ $S_{maxppos}$ → a_{Emax}=26		
.				
n				

Rezolvare:

a)

① $T_{aj\,J/S}=T_{J/S}=J_{max}+S_{max}=T_D+T_d=(21-8)+(29-0)=21+21=42$ µm.

② $T_{tp\,J/S}=\sqrt{T_D^2+T_d^2}=\sqrt{21^2+21^2}=29{,}69\approx30\mu m$,

$T_{tp\,J/S}2=15$ µm → număr par: $T_{tp\,J/S}2\approx16$ µm.

③ $T_{ppos\,J/S}=J_{maxppos}+S_{maxppos}=(A_{Emax}-a_{Emin})+(a_{Emax}-A_{Emin})=$

$=(18-10)+(26-6)=28$ µm.

④ $T_{p\,J/S}=J_{maxp}+S_{maxp}=7+19=26$ µm,

$T_{p\,J/S}2=13$ µm → număr par: $T_{p\,J/S}2\approx14$ µm.

Șirul inegalităților toleranțelor:

$T_{aj\,J/S} > T_{tp\,J/S} > T_{ppos\,J/S} > T_{p\,J/S}$.

42 30 28 26

b)

b.1. $A_i=0$; $A_s=+21$ µm; $a_i=+8$ µm; $a_s=+29$ µm,

b.2. $A_{itp}=0+3=+3$ µm; $A_{stp}=21-3=+18$ µm.

proba: $T_{Dtp}=15=18-3=15$ µm (valoarea s-a rotunjit la numărul par 16).

$a_{itp}=8+3=+11$ µm; $a_{stp}=29-3=26$ µm,

proba: $T_{dtp}=15=26-11=15$ µm (valoarea s-a rotunjit la numărul par 16).

Scanned with OKEN Scanner

b.3. A_{sppos}=21–4=+17 μm≈18 μm;

A_{ippos}=0+4=+4 μm;

proba: T_{Dppos}=14=18–4=14 μm,

a_{ippos}=8+4=+12 μm; a_{sppos}=29–4=25≈26 μm,

proba: T_{dppos}=14=26–12=14 μm.

b.4. A_{ip}=0+5=+5 μm; Asp=21–5=16 μm,

proba: T_{Dppos}=13=16–5=11 μm (diferența apare datorită celor două rotunjiri)

a_{ip}=8+5=13 μm; a_{sp}=29–6=23 μm.

proba: T_{dp}=23–13≈11 μm.

c) $K_r = \frac{T_{p\,J/S}}{T_{J/S}} = \frac{26}{42} = 0{,}61$; $K_p = \frac{T_{J/S}}{T_{p\,J/S}} = \frac{42}{26} = 1{,}61$.

d) $K_{r\,①\to②} = \frac{30}{42} = 0{,}71$; $K_{r\,②\to③} = \frac{28}{30} = 0{,}93$; $K_{r\,③\to④} = \frac{26}{28} = 0{,}92$;

$K_{p\,①\to②} = \frac{42}{30} = 1{,}4$; $K_{p\,②\to③} = \frac{30}{28} = 1{,}07$; $K_{p\,③\to④} = \frac{28}{26} = 1{,}07$;

e) $\Delta T_{J/S}$=26–42=–16 μm.

$\Delta T_{J/S\,①\to②}$=30–42=–12 μm; $\Delta T_{J/S\,②\to③}$=28–30=–2 μm;

$\Delta T_{J/S\,③\to④}$=26–28=–2 μm;

$\sum_{i=1}^{n} \Delta T_{J/S\,i} = -12-2-2 = -16\mu m$.

f) În fig. 1.68 sunt reprezentate câmpurile de toleranță ale celor două piese în asamblarea într-un ajustaj intermediar, în succesiunea lor regresivă.

g) În fig. 1.69 sunt redate diagramele de distribuție ale câte unui ajustaj cu joc și cu strângere și a trei ajustaje intermediare la prelucrarea prin reglare automată (a).

În fig. 1.70 sunt reprezentate curbele de distribuție ale jocurilor și strângerilor, în succesiunea regresivă a toleranțelor pieselor [din nou se subliniază aceeași observație ca și în cazurile precedente, și anume, în acest exemplu numeric, în tab. 1.20, sunt date numai valorile extreme ale mărimilor efective, extinderea în ordonată $f(n)$ este de ficțiune didactică)].

1.1.7.2. Ajustajul probabil și/sau practic (toleranța practică) la reglarea manuală (m) a mașinilor-unelte.

1.1.7.2.1. Ajustajele probabile/practice la asamblările cu joc (reglare (m)).

Scanned with OKEN Scanner

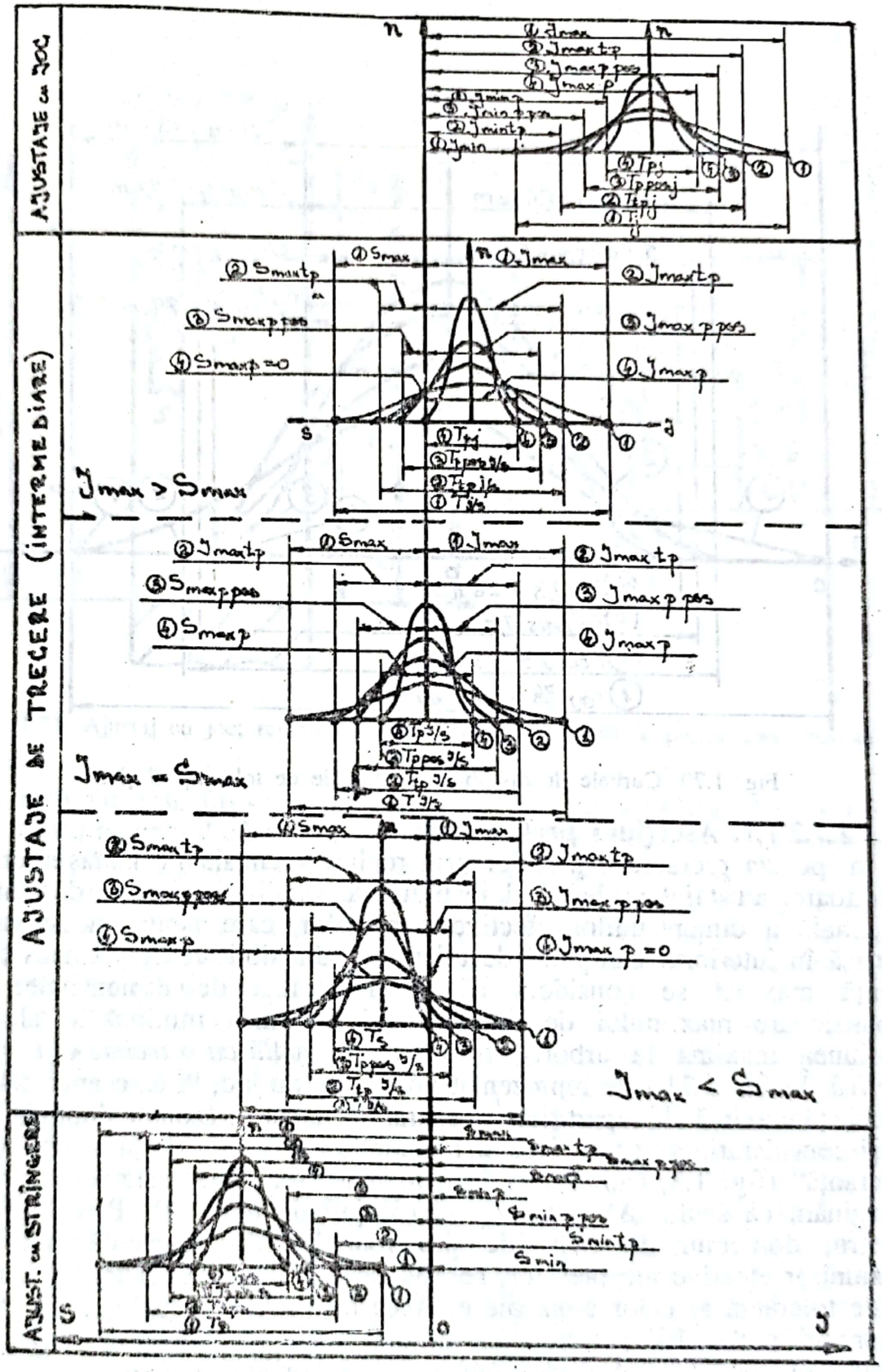


Fig. 1.69. Diagramele de distribuție ale câmpurilor de toleranță la ajustajele intermediare (prel. ⓐ).

Scanned with OKEN Scanner

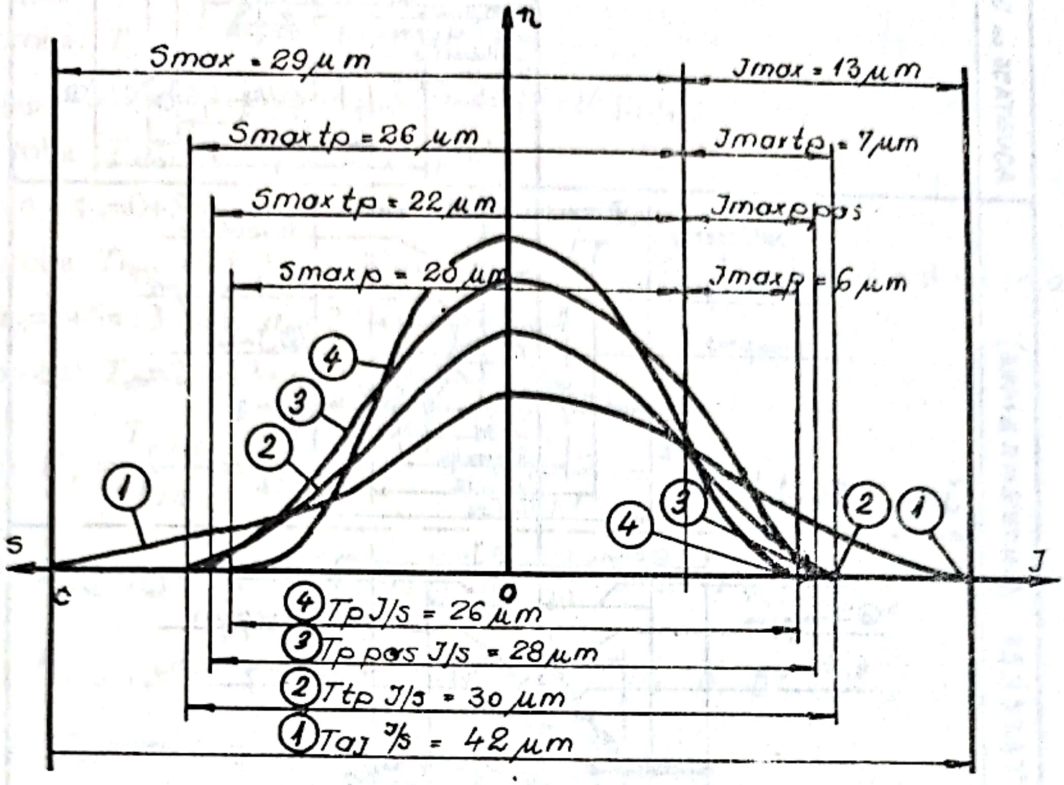


Fig. 1.70. Curbele de distribuţie în funcţie de toleranţa *J* şi *S*.

1.1.7.2.1.1. Aserţiuni preliminarii.

În ipoteza prelucrării pieselor prin reglare manuală (m) a maşinilor-unelte prelucrătoare, ajustajul probabil al jocului este stabilit în funcţie de distribuţia preferenţială a dimensiunilor efective a pieselor, care pentru acest caz este asimetrică în interiorul câmpului de toleranţă admisibil. Astfel dimensiunea de frecvenţă maximă se consideră că se află, faţă de dimensiunea limită corespunzătoare maximului de material (dimensiunea minimă la alezaje şi dimensiunea maximă la arbori), *la o distanţă egală cu o treime din toleranţa respectivă.* În fig. 1.71 este reprezentat un ajustaj cu joc, la care apar domeniile de frecvenţă maximă ale repartiţiei dimensiunilor efective (zonele dublu haşurate). Aceeaşi consideraţie se poate face şi în funcţie de poziţia de „început de câmp de toleranţă" (fig. 1.3, cap. 1.1.1) în care rezultă că î.c.t. este locul prin care ne imaginăm că scula „*S*" pătrunde în câmpul de toleranţă. Privitor la acest parametru, domeniul de repartiţie preferenţială (de frecvenţă maximă) a dimensiunilor efective ale pieselor, se află de-a lungul primei treimi a fiecărui câmp de toleranţă al celor două piese. Această distribuţie (asimetrică extremă) se datorează prelucrării pieselor, în măsura înlăturării aşchiilor, prin variaţia dimensiunilor lor, dinspre dimensiunea limită corespunzătoare maximului de material (sau dinspre dimensiunea limită corespunzătopare poziţiei începutului câmpului de toleranţă). Prin prelucrare din aproape în aproape, măsurând cu aparate universale sau verificând cu calibre sau, cu atât mai mult, dacă măsurarea

Scanned with OKEN Scanner

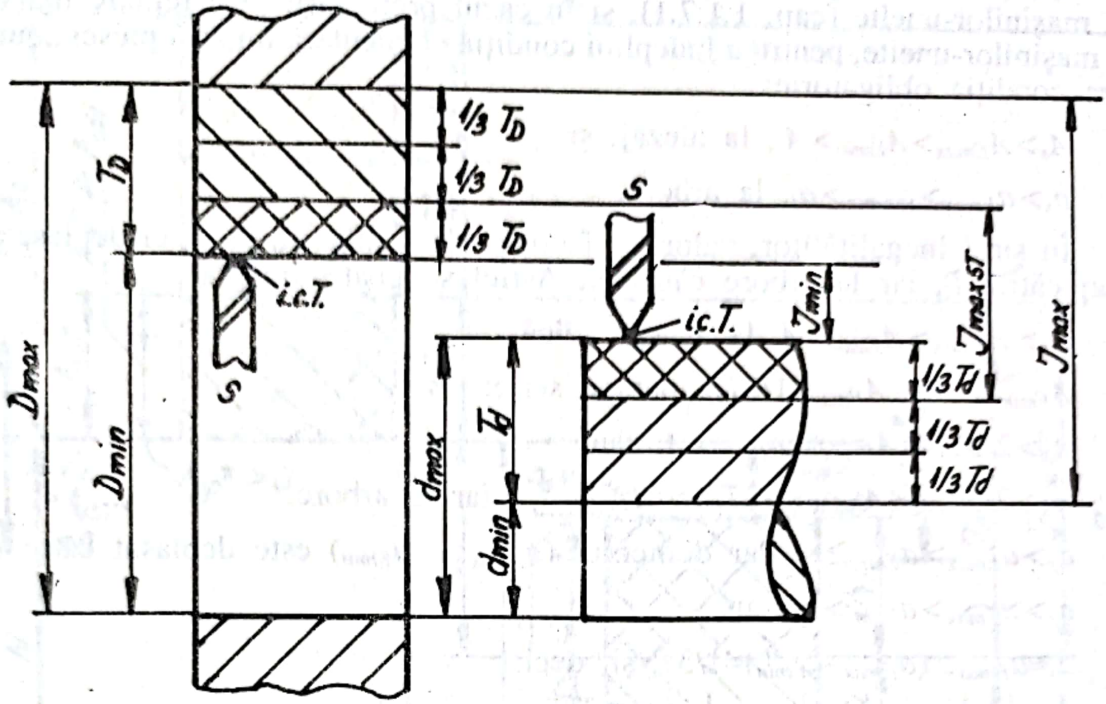


Fig. 1.71. Ajustaj cu joc; repartizarea dimensiunilor efective la prelucrarea manuală a pieselor.

se face automat, este firesc ca prelucrarea să fie oprită de îndată ce s-a depăşit (cât de puţin) începutul câmpului de toleranţă. Această oprire se face preferenţial în zona de început de câmp de toleranţă *(abaterea standard presupunând amplasarea abaterilor efective în prima treime a câmpului de toleranţă a piesei).* Situarea dimensiunilor efective în imediata apropiere a începutului câmpului de toleranţă, (la alezaj dimensiunea minimă „D_{min}", iar la arbore dimensiunea maximă „d_{max}") este dictată de următoarele elemente:

– piesa este „bună", fiind cuprinsă între dimensiunile limită admisibile; – tendinţa firească de a obţine piese cu dimensiuni mai apropiate de maximul de material; – atitudinea justificată a lucrătorului de a nu consuma timp în plus (din moment ce piesa este „bună"), de a nu uza sculele, de a economisi energia etc.; – măsura preventivă de a nu depăşi sfârşitul câmpului de toleranţă (s.c.t.), fapt care ar rebuta cu consecinţe ireversibile piesa. Riscul eventual de a nu fi atins începutul câmpului de toleranţă, determină plasarea dimensiunii piesei în domeniul rebutului recuperabil (piesa va fi remaniabilă). Plasarea înainte de începutul câmpului de toleranţă este însoţită de probabilitate minimă, neglijabilă sau nulă, în cazul în care se asigură condiţiile impuse sistemului de măsurare.

Observaţie: Fenomenul de plasare asimetrică excesiv extremistă, în prima parte a câmpului de toleranţă a piesei, este desigur valabil pentru toate grupele de ajustaj (joc, strângere şi trecere) piesele prelucrându-se, prin metoda reglării manuale (m) a maşinilor-unelte, similar, indiferent de ajustajul pe care îl edifică prin conjugarea lor ulterioară.

Scanned with OKEN Scanner

Ca și în cazul precedent, cel al prelucrării pieselor prin reglare automată Ⓐ a mașinilor-unelte (cap. 1.1.7.1), și în cazul prelucrării prin reglare manuală Ⓜ a mașinilor-unelte, pentru a îndeplini condiția elementară impusă piesei „bune", apare condiția obligatorie:

$A_s > A_{Emax} > A_{Emin} > A_i$, la alezaj, și

$a_s > a_{Emax} > a_{Emin} > a_i$, la arbore.

În șirul inegalităților, valorile efective nu se află simetric, ci deplasate la alezaj către A_i, iar la arbore către a_s. Astfel se poate aprecia:

$A_s > A_{Emax} > A_{Emin} > A_i$ la alezaj, adică

$A_{Emin} \approx A_i$ iar $A_{Emax} \approx 1/3T_D$, putând scrie:

$A_S > 2/3T_D > A_{Emax} > A_{Emin} > A_i$ sau

$A_S > 2/3T_D > (A_{Emax} \approx 1/3T_D) > (A_{Emin} \approx A_i)$, iar la arbore:

$a_s > a_{Emax} > a_{Emin} \geq a_i$ dar domeniul $(a_{Emax} \ldots a_{Emin})$ este deplasat către a_s:

$a_s > a_{Emax} > a_{Emin} > a_i$ sau

$a_s \approx a_{Emax}$, $(a_{Emax} - a_{Emin}) \approx 1/3T_d$ și, deci:

$|a_s| \approx |a_{Emax}| > (|a_{Emin}| \approx 1/3T_d) > a_i$.

În fig. 1.72 sunt reprezentate schematic câmpurile de toleranță ale unui alezaj care împreună cu cel al arborelui, formează un ajustaj cu joc provenit din prelucrare prin reglare manuală Ⓜ a mașinilor-unelte. Domeniile dublu haşurate constituie câmpurile de toleranță probabile și/sau practice. Aceste câmpuri, abaterile lor și, de asemenea, caracteristicile lor de asamblare sunt notate literal, fiecare caracteristică variabilă fiind acompaniată de câte un asterisc (*). Ca și în cazul paragrafului precedent (1.1.7.1.1.1), asteriscul în cauză este un însemn generic referitor la toată succesiunea (diferențiată treptat) a caracteristicilor probabile și practice.

Valorile acestor caracteristici sunt:

$$T_{Dp}^* = A_{sp}^* - A_{ip}^*; \quad T_{dp}^* = a_{sp}^* - a_{ip}^*. \tag{1.1.120}$$

$$J_{maxp}^* = A_{sp}^* - a_{ip}^*; \quad J_{minp}^* = A_{ip}^* - a_{sp}^*, \tag{1.1.121}$$

$A_{sp}^* = A_s - \frac{1}{2}\left(T_{DST} - T_{Dp}^*\right) = A_s - \frac{1}{2}\left(\frac{T_D}{3} - T_{Dp}^*\right)$, considerând abaterea „standard": $A_s = T_D/3$,

$A_{ip}^* = A_i + \frac{1}{2}\left(T_{DsT} - T_{Dp}^*\right) = A_i + \frac{1}{2}\left(\frac{T_D}{3} - T_{Dp}^*\right)$,

$a_{sp}^* = a_s - 1/2T_{dsT} + 1/2T_{dp}^*$,

$a_{ip}^* = a_i + 5/6T_d - 1/2T_{dp}^*$. (1.1.122)

Scanned with OKEN Scanner

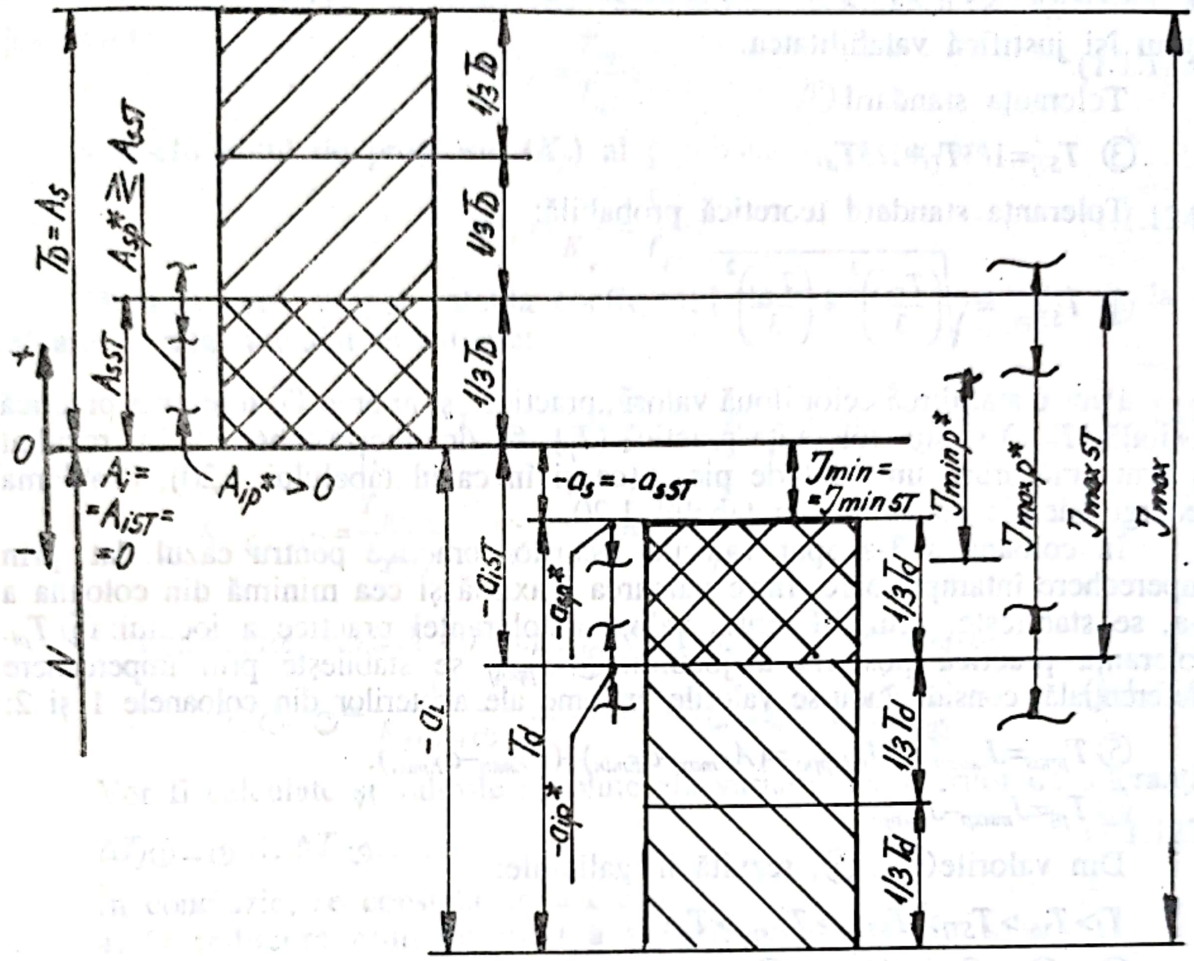


Fig. 1.72. Câmpurile de toleranţă la un ajustaj cu joc la prelucrarea manuală ⓜ.

În relaţiile de mai sus, notaţia „*p**“ se referă la valori specifice următoarei succesiuni de valori:

② *tp* (valoarea teoretică probabilă),

③ *ST* (mărimea „standard“ considerată apriori ca fiind domeniul primei treimi a câmpului de toleranţă în care se situează abaterile pieselor la prelucrarea prin reglare manuală ⓜ a maşinilor-unelte),

④ *STtp* (mărimea „standard teoretică probabilă“),

⑤ *ppos* (valoarea practic posibilă),

⑥ *p* (valoarea practică).

1.1.7.2.1.2. Valorile succesiunii regresive ale câmpurilor de toleranţă

Ca şi în par. 1.1.7.1.1.2, toleranţa ajustajului ①, este stabilită prin proiectare; decurgând de fapt din abaterile proiectate:

Scanned with OKEN Scanner

① $T_{ajj}=T_j=J_{max}-J_{min}=T_D+T_d$,

② $T_{tpj}=\sqrt{T_D^2+T_d^2}$, valorile care în cazul prelucrării prin reglare manuală ⓜ nu îşi justifică valabilitatea.

Toleranţa standard ③:

③ $T_{STj}=1/3T_D+1/3T_d$,

Toleranţa standard teoretică probabilă:

④ $T_{STtpj}=\sqrt{\left(\frac{T_D}{3}\right)^2+\left(\frac{T_d}{3}\right)^2}$.

Pentru stabilirea celor două valori „practice" şi anume ⑤ toleranţa practică posibilă (T_{ppos}) şi ⑥, toleranţa practică (T_p), se alcătuieşte tabelul 1.21, rezultat în urma măsurării unui lot de piese (ca şi în cazul tabelului 1.20). Problema decurge identic cu cazul din tabelul 1.20.

În coloana a 3-a apar valorile jocurilor practice pentru cazul dat, prin împerechere întâmplătoare. Între valoarea maximă şi cea minimă din coloana a 3-a, se stabileşte, prin diferenţă, valoarea toleranţei practice a jocului: ⑥ T_{pj}. Toleranţa practică posibilă a jocului: ⑤ T_{pposj} se stabileşte prin împerechere preferenţială, considerându-se valorile extreme ale abaterilor din coloanele 1 şi 2:

⑤ $T_{ppos}=J_{maxppos}-J_{minppos}=(A_{Emax}-a_{Emin})-(A_{Emin}-a_{Emax})$.

⑥ $T_{pj}=J_{maxp}-J_{minp}$.

Din valorile①... ⑥, rezultă inegalităţile:

$T_j > T_{tpj} > T_{STj} > T_{STtpj} > T_{pposj} > T_{pj}$.

① ② ③ ④ ⑤ ⑥

Tabelul 1.21

Valorile efective ale parametrilor ajustajului

Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	J_E µm
0	1	2	3
1 . . . . . . n	A_{Emax} ← → a_{Emin} a_{Emax} → A_{Emin} ←	$J_{maxppos}$ $S_{maxppos}$	Val. max.=J_{maxp} Val. min.=J_{minp}

Scanned with OKEN Scanner

1.1.7.2.1.3. Valorile succesiunii regresive ale câmpurilor de toleranţă

Şi în acest caz, ca şi în cazul paragrafelor anterioare, se calculează:

– coeficientul de regresie (K_r) al mărimii câmpului de toleranţă al ajustajului:

$$K_r = \frac{T_{pj}}{T_{ajj}}; \qquad (1.1.123)$$

– coeficientul de progresie (K_p) al preciziei de prelucrare:

$$K_p = \frac{1}{K_r} = \frac{T_{ajj}}{T_{pj}}. \qquad (1.1.124)$$

De asemenea se pot calcula coeficienţii de regresie (imediaţi) de la o valoare la alta, imediat următoare:

$$K_{r①\to②} = \frac{T_{tpj}}{T_{ajj}}; \quad K_{r②\to③} = \frac{T_{STj}}{T_{tpj}}; \quad K_{r③\to④} = \frac{T_{STtpj}}{T_{STj}}; \qquad (1.1.125)$$

$$K_{r④\to⑤} = \frac{T_{pposj}}{T_{STtpj}}; \quad K_{r⑤\to⑥} = \frac{T_{pj}}{T_{pposj}}.$$

În continuare, rezultă coeficienţii de progresie (imediaţi):

$$K_{p①\to②} = \frac{1}{K_{r①\to②}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad K_{r⑤\to⑥} = \frac{1}{K_{r⑤\to⑥}}. \qquad (1.1.126)$$

Vor fi calculate şi valorile absolute ale variaţiei câmpurilor de toleranţă:

$$\Delta T_{j①\to②} \ldots \Delta T_{j⑤\to⑥} \qquad (1.1.127)$$

În concluzie, se constată două efecte:

a. O reducere considerabilă a valorii câmpului de toleranţă ($\Delta T_{j①\to⑥} = T_{pj} - T_{ajj}$) şi

b. Migraţia ajustajelor către jocul minim.

Este evident că ambele efecte se necesită a fi corectate după cum rezultă din cap. 3.

1.1.7.2.1.4. Schema de variaţie regresivă a câmpurilor de toleranţă de la ① la ⑥.

În fig. 1.73 sunt reprezentate câmpurile de toleranţă, în schemă de principiu (fără valori specificate), în condiţii de diagramă cu specificaţii literale simbolice, ale parametrilor în cauză.

1.1.7.2.1.5. Diagramele de distribuţie ale jocurilor.

În fig. 1.74 sunt reprezentate curbele de distribuţie ale jocurilor în cele şase ipostaze în care se situează câmpurile de toleranţă ale ajustajelor. Datorită caracterului de „principiu general", curbele nu se referă la valori anume ale frecvenţei „n", ele păstrând însă alura care decurge în primul rând din domeniul unor aserţiuni preliminarii, şi în al doilea rând din valorile unor experimente

Scanned with OKEN Scanner

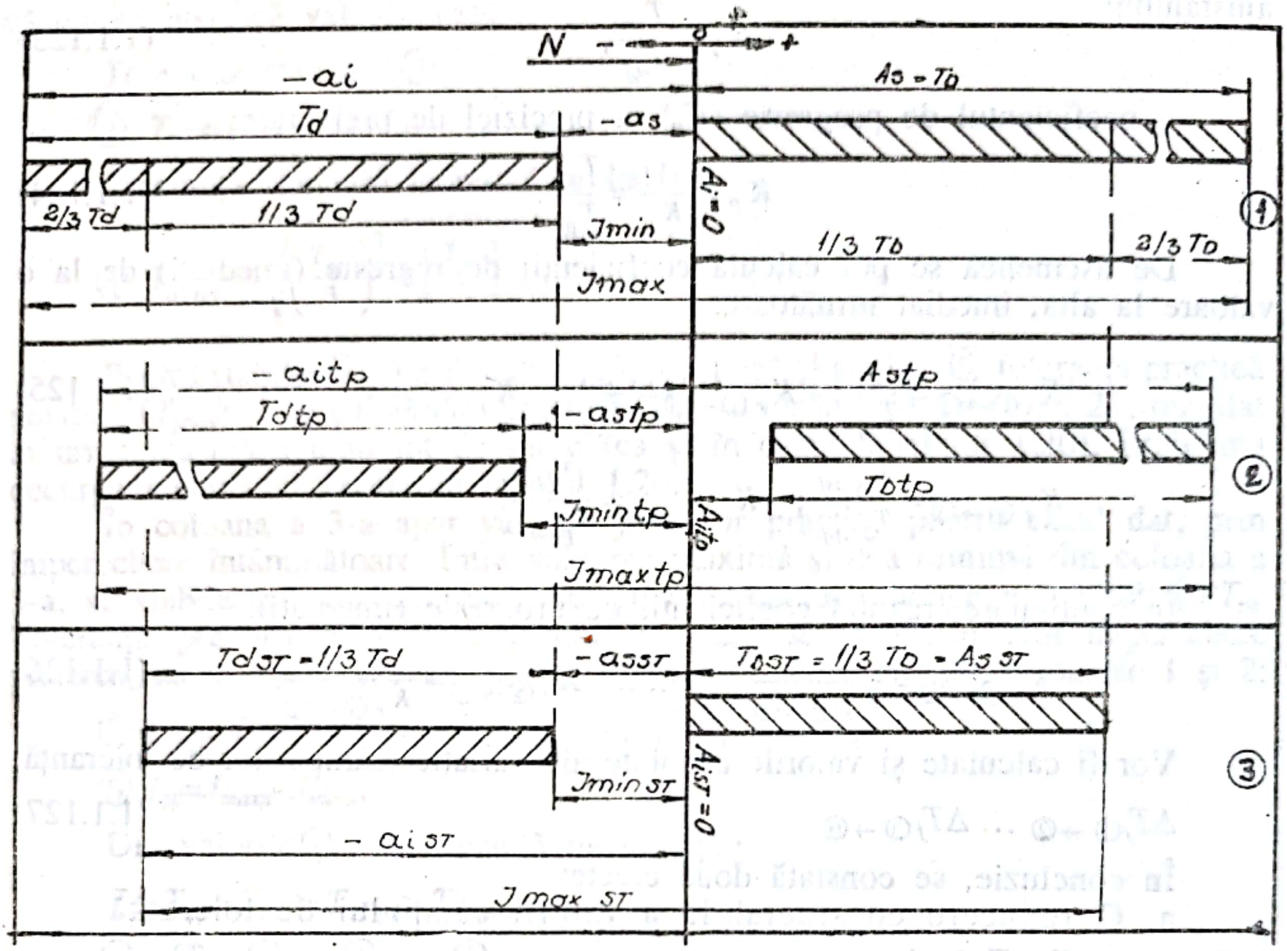


Fig. 1.73. Succesiunea regresivă a valorilor câmpurilor

industriale efectuate de autor. Din figură rezultă o deviere a curbelor ⑤ şi mai ales ⑥, explicabilă prin aceea că, în domeniile ⑤, T_{pposj} şi ⑥ T_{pj}, distribuţia nu se face după curba normală simetrică, dimensiunile manifestând atitudinea preferenţială de aglomerare către începutul câmpului de toleranţă, fapt care rezultă din consideraţiile de la par. 1.1.7.2.1.1. *Pentru stabilirea concretă a traseului curbelor se necesită alcătuirea completă a tabelului cu un număr convenabil de date, din care rezultă histograma şi poligonul mărimilor studiate stochastic (vezi cap. 3).*

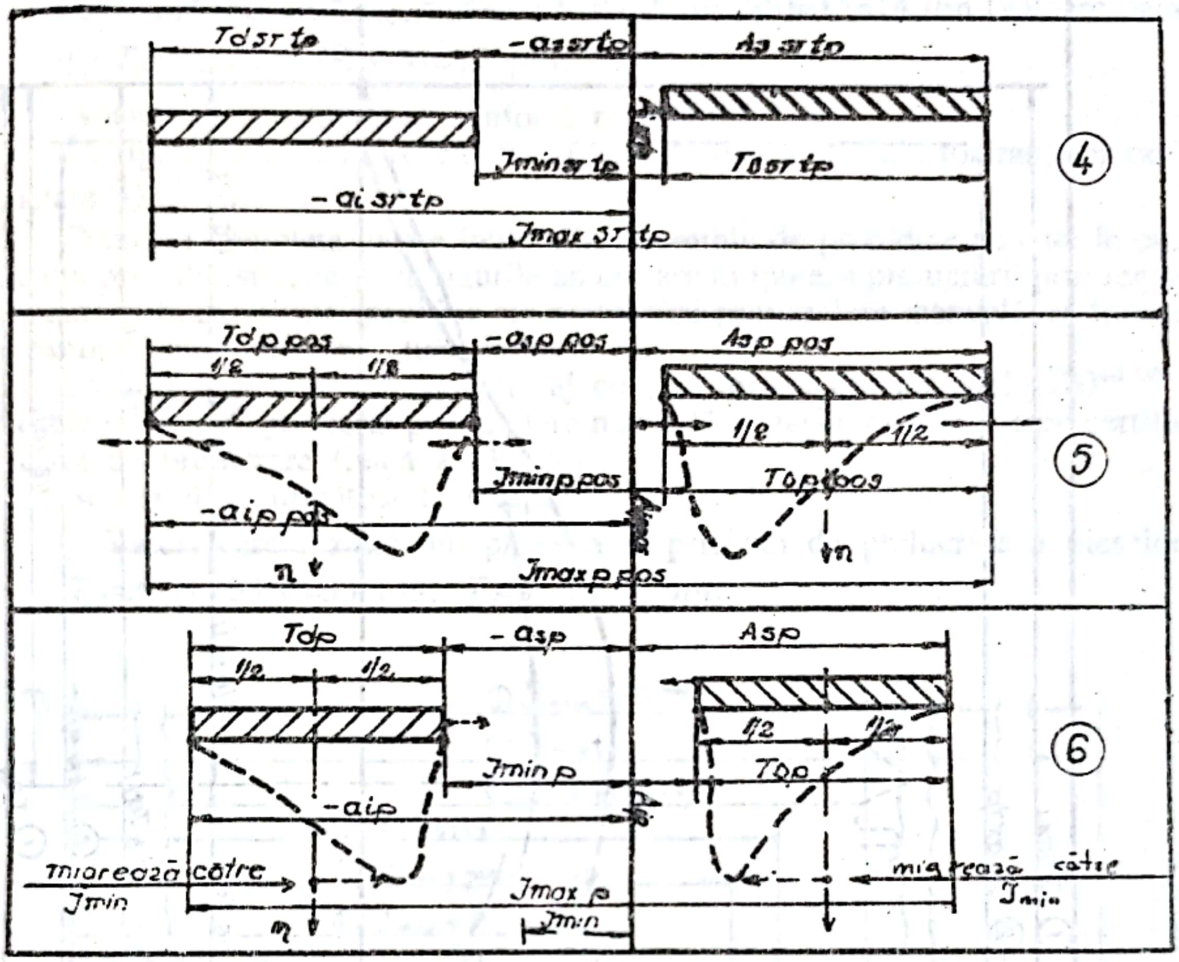
1.1.7.2.1.6. Exemplu de calcul numeric.

Din proiectare (vezi cap. 3 + TAB. B), rezultă ajustajul $\varnothing 70^{H_7}/_{f_7}$. Din TAB. B rezultă abaterile:

A_i=0; A_s=+30 μm; a_s=–30 μm; a_i=–60 μm.

În urma prelucrării pieselor (prin metoda reglării manuale ⓜ a maşinilor-unelte) se obţin următoarele valori (după alcătuirea tabelului 1.21):

Scanned with OKEN Scanner



de toleranţă ale unui ajustaj cu joc.

A_{Emax}=8 μm; A_{Emin}=2 μm,

a_{Emax}=–29 μm; a_{Emin}=–38 μm,

J_{maxp}=43 μm; J_{minp}=31 μm.

Valorile toleranţelor jocului vor fi:

① $T_{ajj}=J_{max}-J_{min}=T_D+T_d=(30+60)-(0+30)=60=30+30$ (μm),

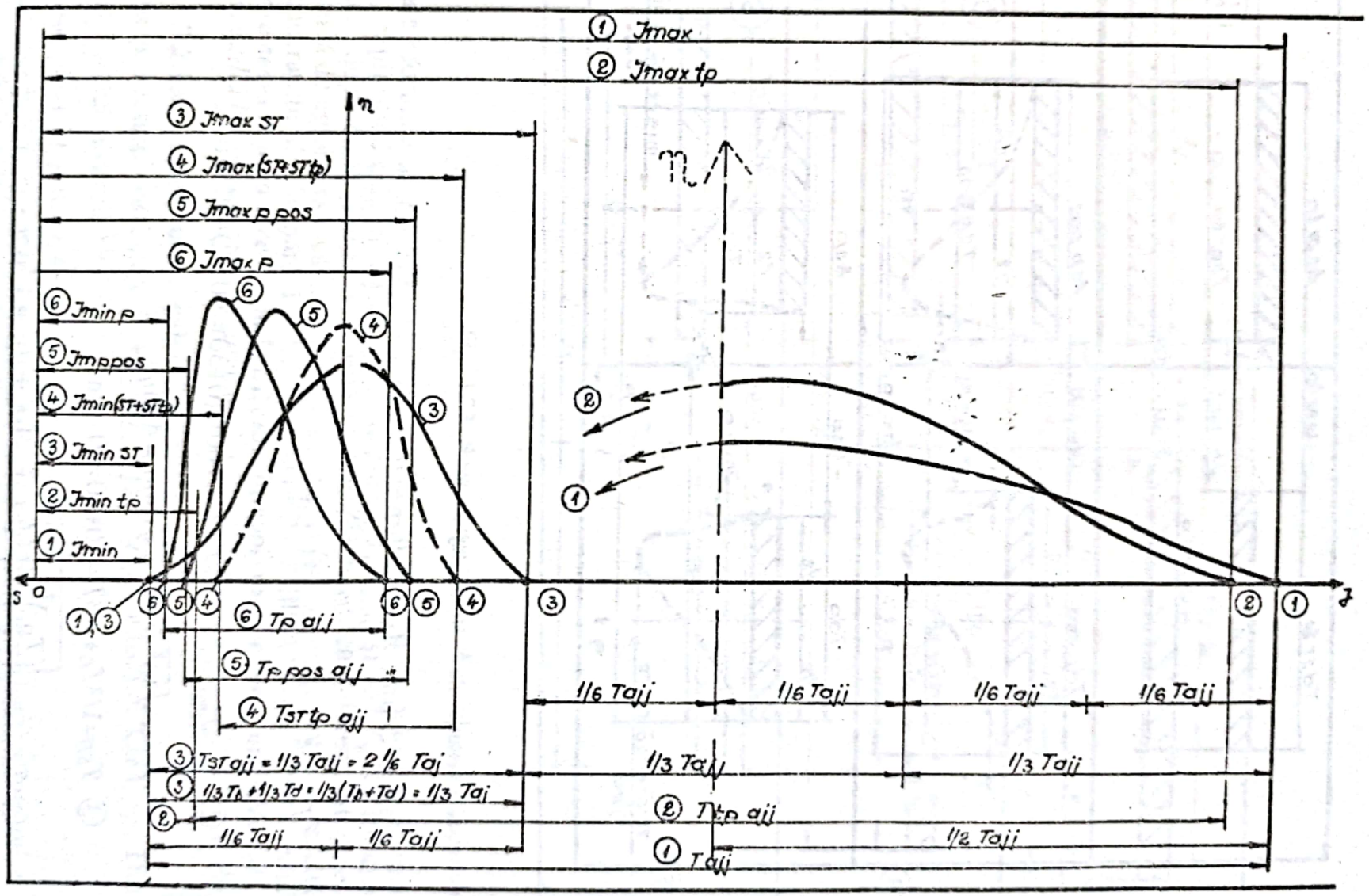
② $T_{tpj}=\sqrt{30^2+30^2}=\sqrt{1800}=42\mu m.$

③ $T_{STj}=1/3T_D+1/3T_d=10+10=20$ μm.

④ $T_{STtpj}=\sqrt{\left(\frac{T_D}{3}\right)^2+\left(\frac{T_d}{3}\right)^2}=\sqrt{10^2+10^2}=14\mu m.$

Scanned with OKEN Scanner

Fig. 1.74. Curbele de distribuție ale jocului.



⑤ $T_{pposf}=J_{maxppos}-J_{minppos}=[8-(-38)]-[2-(-29)]=15=14$ μm (valoare pară),

⑥ $T_p=J_{maxp}-J_{minp}=43-31=12$ μm.

Abaterile se calculează conform relaţiilor 1.1.99.

În fig. 1.75 sunt reprezentate curbele de distribuţie ale toleranţelor de la punctele ① ... ⑥.

Pentru a completa datele întregului ansamblu de probleme pe care le pune calculul probabilistic, ca şi în cazurile anterioare în ipoteza prelucrării prin reglare automată şi în condiţiile specifice ale prelucrării prin reglare manuală, se tratează un exemplu numeric de natură fictivă.

Exemplul se referă la un ajustaj cu joc, format din alezajul $\varnothing 20^{+0,033}$ şi arborele $\varnothing 20^{-0,020}_{-0,053}$, prelucrat prin reglare manuală a maşinilor-unelte care certifică precizia de prelucrare finală a pieselor.

Se stabilesc următoarele relaţii:

① Valori care rezultă din proiectarea priciziei de prelucrare a pieselor:

$T_D=A_s-A_i=33-0=33$ μm; $T_d=a_s-a_i=33$ μm.

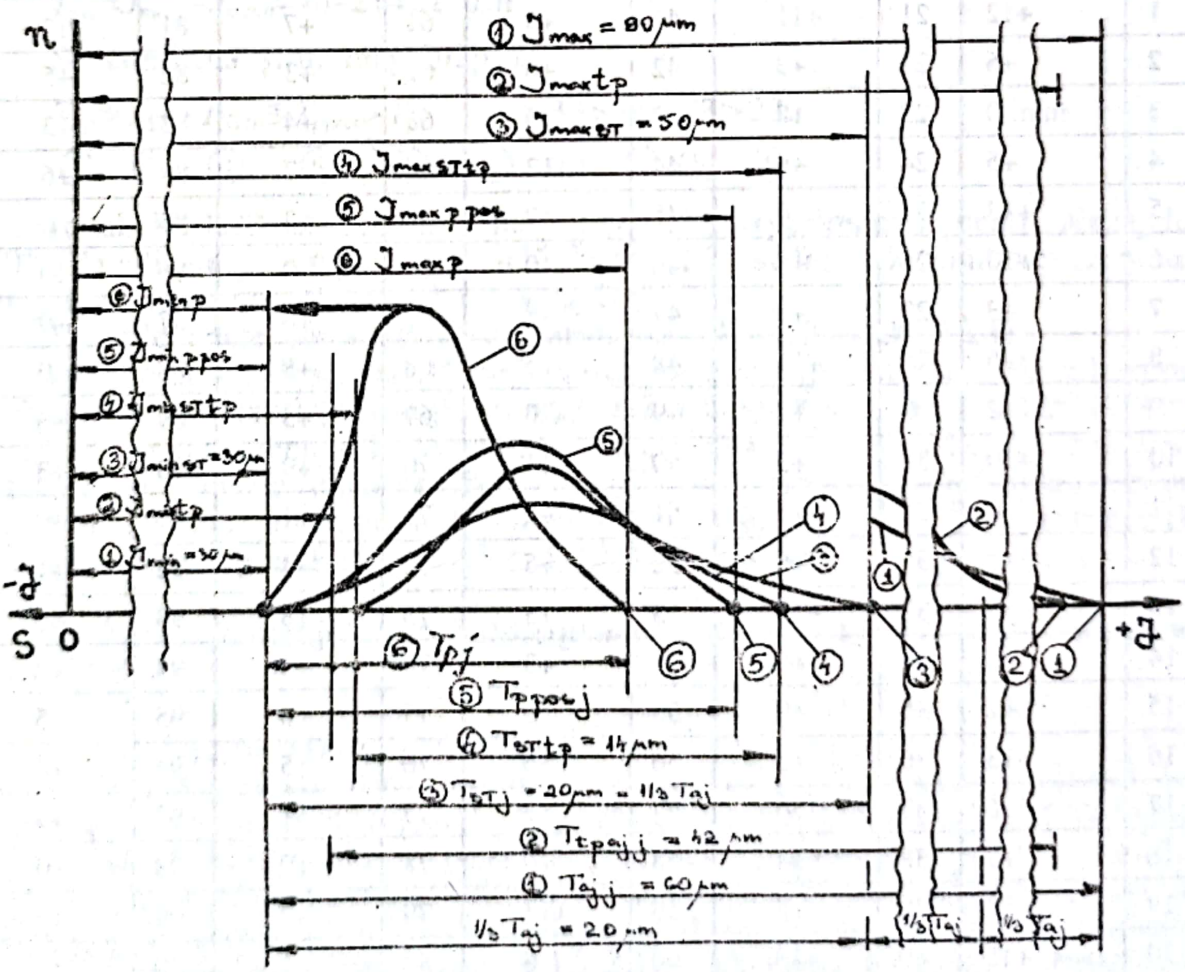


Fig. 1.75. Curbele de distribuţie în funcţie de toleranţa jocului.

Scanned with OKEN Scanner

J_{max}=86 μm; J_{min}=20 μm;

$T_{ajj}=T_j=T_D+T_d=33+33=66=J_{max}-J_{min}=86-20=66$ μm$=6\sigma$

② Valorile teoretice probabile nu au valabilitate în cazul reglării manuale, deoarece curbele de distribuţie (chiar dacă posedă forma unei curbe normale) nu îndeplinesc condiţia: $+3\sigma=\mathcal{A}_s-x$ şi $-3\sigma=x-\mathcal{A}_i$.

③ Toleranţa standard (efectivă).

În tabelul 1.22, reprezentând valorile abaterilor efective (A_E) ale alezajelor $\varnothing 20^{+0,033}$, prelucrate prin reglarea manuală a maşinilor-unelte, se determină toleranţa standard (efectivă) a alezajului:

$T_{DST}=A_{Emax}-A_{Emin}=15-0=15$ μm; $T_{dST}=-20-(-38)=18$ μm, (din tab. 1.24)

Tabelul 1.22

Valorile abaterilor efective (A_E) ale alezajelor $\varnothing\ 20^{+0,033}$, prelucrate prin reglarea manuală a maşinilor unelte

Nr. crt.	A_E μm	Nr. crt.	A_E μm	Nr. crt.	A_E μm	Nr. crt.	A_E μm	Nr. crt.	A_E μm
1	+12	21	+11	41	+5	61	+7	81	+12
2	+6	22	+3	42	+6	62	+3	82	+5
3	min. 0	23	+8	43	0	63	+4	83	+13
4	+5	24	+9	44	+13	64	+7	84	+6
5	+13	25	0	45	+2	65	+2	85	0
6	+10	26	+8	46	+10	66	0	86	+10
7	+3	27	+9	47	+8	67	+4	87	+9
8	+6	28	+11	48	+5	68	+8	88	+10
9	+2	29	+2	49	0	69	+3	89	+6
10	+10	30	+5	50	+11	70	+9	90	+3
11	0	31	+6	51	+2	71	+1	91	+9
12	+4	32	+6	52	+5	72	+4	92	+1
13	+5	33	+15	53	+3	73	+8	93	+6
14	+5	34	+5	54	+3	74	+2	94	+2
15	+2	35	+9	55	0	75	0	95	+5
16	+13	36	+5	56	+6	76	+5	96	+4
17	+6	37	0	57	+7	77	+1	97	+1
18	+3	38	+4	58	+6	78	+9	98	0
19	+12	39	+2	59	+13	79	+3	99	+5
20	max. +15	40	+10	60	0	80	+1	100	+1

Scanned with OKEN Scanner

Observaţie: valoarea corespunde mărimii indicate de standarde, însă, din studiul histogramei şi a poligonului, rezultă o amplasare în prima treime a lui T_D.

④ Toleranţa standard teoretică probabilă:

$$T_{STtp} = \sqrt{\left(\frac{T_D}{3}\right)^2 + \left(\frac{T_d}{3}\right)^2} = \sqrt{11^2 + 11^2} = \sqrt{242} = 15{,}55 \approx 16\mu m.$$

În cazul dat, cu o foarte mică aproximaţie, extinderea în abscisă a erorilor corespunde cu cea teoretică stabilită mai sus:

$T_{DSTtp} \approx 10$ µm (se neglijează două valori > 10), faţă de $T_{DSTtp}=8$ µm. Aceeaşi aproximaţie neglijabilă intervine şi în cazul arborelui.

⑤ Toleranţa practică posibilă:

$T_{Dppos}=A_{Emax}-A_{Emin}=15-0=15$ µm. $T_{dppos}=a_{Emax}-a_{Emin}=-20-(-38)=18$ µm; Toleranţa practică posibilă a ajustajului:

$T_{pposaj}=T_{Dppos}+T_{dppos}=33$ µm$=J_{maxppos}-J_{minppos}=[15-(-38)]-[0-(-20)]=33$ µm.

⑥ Toleranţa practică (tab. 1.26):

$T_{paj}=J_{maxp}-J_{minp}=43-21=22$ µm.

Se confirmă şirul inegalităţilor:

$T_{ajj} > T_{ST} > T_{STtp} \leqq T_{ppos} > T_p$; 66>33>16<33>22.

① ③ ④ ⑤ ⑥ ① ③ ④ ⑤ ⑥

În tabelul 1.23 este redată prelucrarea datelor experimentale pentru alezajele $\varnothing 20^{+0,033}$ realizate prin reglare manuală. În fig. 1.76 şi fig. 1.77 sunt reprezentate histograma, respectiv poligonul frecvenţelor.

Valorile abaterilor efective ale arborilor $\varnothing 20_{-0,053}^{-0,020}$ (tab. 1.24).

În tabelul 1.25 este redată prelucrarea datelor experimentale ale arborilor cu $\varnothing 20_{-0,053}^{-0,020}$, prelucraţi prin reglarea manuală a maşinilor-unelte. În fig. 1.78 şi fig. 1.79 sunt reprezentate histograma, respectiv poligonul valorilor de mai sus. În tab. 1.26 jocurile efective; în tab. 1.27 este expusă prelucrarea datelor experimentale ale ajustajului $\varnothing 20H8/f8$. Figurile 1.80 şi 1.81 reprezintă histograma şi poligonul frecvenţelor datelor de mai sus.

1.1.7.2.2. Ajustajele probabile/practice la asamblările cu strângere (reglare ⓜ).

1.1.7.2.2.1. Aserţiuni preliminarii.

Şi în cazul ajustajelor cu strângee, ca şi în cel ai ajustajelor cu joc, la prelucrarea pieselor prin reglarea manuală ⓜ a maşinilor-unelte, distribuţia preferenţială a dimensiunilor pieselor corespunde abaterilor efective de la începutul câmpului de toleranţă (dimensiunea limită corespunzătoare maximului de material: dimensiunea minimă la alezaj şi dimensiunea maximă la arbore). Ca şi la ajustajele cu joc (par. 1.1.7.2.1), „abaterea standard“ presupune

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.23

Prelucrarea datelor experimentale, cu valorile abaterilor efective ale alezajeloel $\varnothing\ 20^{+0,033}$

Numărul clasei	Limitele clasei x'_i	Limitele clasei x'_{i+1}	Media clasei x_{mi}	Frecvența absolută n_i [buc.]	Frecvența relativă f_i	$\frac{x_{mi}-c}{a}$	$\frac{(x_{mi}-c)n_i}{a}$	Media aritmetică a probei $\bar{x}$ [µm]	$\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2$	Abaterea medie pătratică σ	$\bar{x}-3\sigma$	$\bar{x}+3\sigma$	$(x_{mi}-\bar{x})$ [µm]	$(x_{mi}-\bar{x})^3$	$(x_{mi}-\bar{x})^4$	Coeficientul de asimetrie α	Coeficientul de exces τ
1	0	4	2	42	0,42	0	0	$\bar{x}=c+a\frac{\sum_{i=1}^{k}\frac{(x_{mi}-c)\cdot n_i}{a}}{n}=6,1$	0	$\sigma=a\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{k}\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2\cdot n_i}{n-1}}=5,6183322$	−10,754997	22,954997	4,1	−68,921	282,5761	$\alpha=\frac{1}{\sigma^3}\sum_{i=1}^{k}(x_{mi}-\bar{x})^3\cdot n_i=18,129778$	$\tau=\frac{1}{\sigma^4}\sum_{i=1}^{k}(x_{mi}-\bar{x})^4\cdot n_i=57,944899$
2	5	9	7	39	0,39	1	7		1				0,9	0,729	0,6561		
3	10	14	12	17	0,17	2	24		4				5,9	205,379	1 211,7361		
4	15	19	17	2	0,02	3	51		9				10,9	1 295,029	14 115,816		
5	20	24	22	0	0	4	0		16				15,9	4 019,679	63 912,896		
6	25	29	27	0	0	5	0		25				20,9	9 129,329	190 802,98		
7	30	34	32	0	0	6	0		36				25,9	17 373,979	449 986,06		

a=5 µm; c=2 µm

Scanned with OKEN Scanner

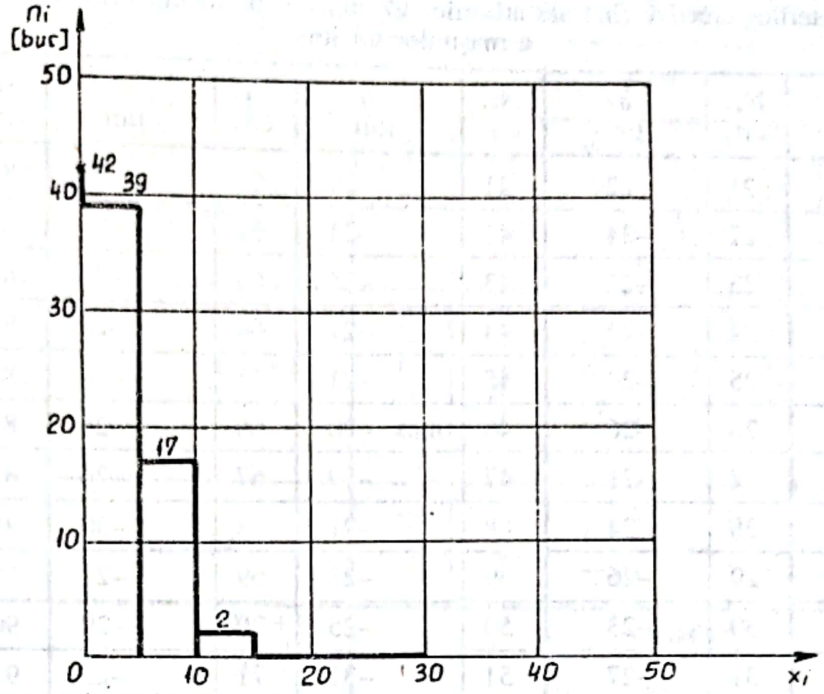


Fig. 1.76. Histograma.

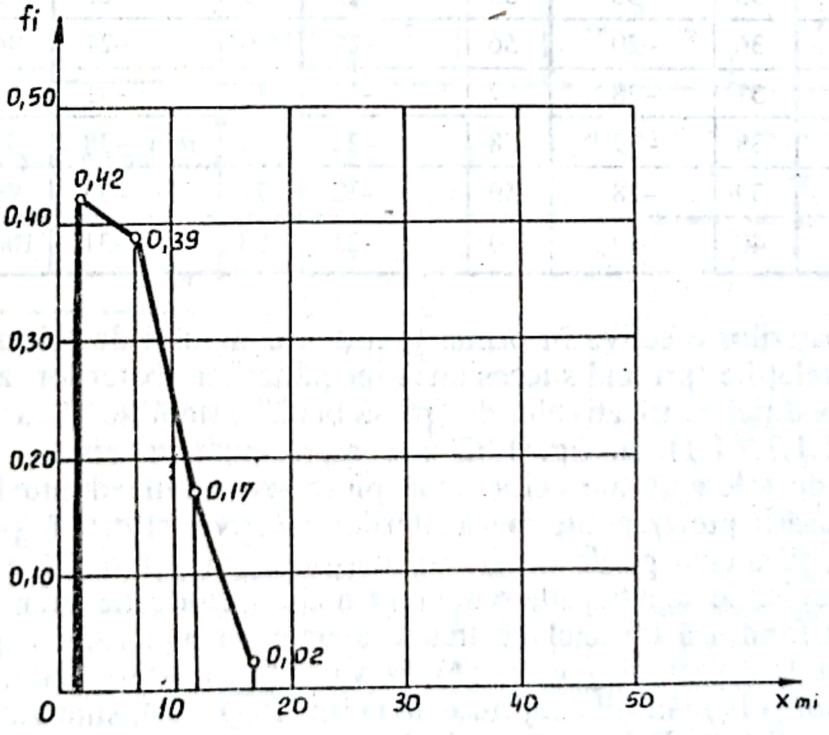


Fig. 1.77. Poligonul de frecvenţe.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.24

Valorile abaterilor efective (a_E) ale arborilor $\varnothing\ 20^{-0,020}_{-0,053}$, prelucrați prin reglarea manuală a mașinilor unelte

Nr. crt.	a_E µm	Nr. crt.	a_E µm	Nr. crt.	a_E µm	Nr. crt.	a_E µm	Nr. crt.	a_E µm
1	–21	21	22	41	–29	61	–22	81	–24
2	–24	22	–34	42	–21	62	–30	82	–29
3	–26	23	–21	43	–25	63	–22	83	–24
4	–24	24	–27	44	–27	64	–24	84	–28
5	–32	25	–24	45	–21	65	–24	85	–25
6	–22	26	–26	46	max. –20	66	–26	86	–24
7	–21	27	–21	47	–29	67	–24	87	–20
8	–23	28	–24	48	–21	68	–30	88	–27
9	–24	29	–26	49	–23	69	–21	89	–22
10	–25	30	–23	50	–25	70	–29	90	–22
11	–31	31	–27	51	–31	71	–23	91	–34
12	–24	32	–27	52	–29	72	–21	92	–23
13	–26	33	–21	53	–22	73	–24	93	–36
14	–21	34	–21	54	–25	74	–30	94	–38
15	–24	35	–36	55	–29	75	–21	95	–31
16	–25	36	–20	56	–25	76	–24	96	–28
17	–25	37	–28	57	–30	77	–31	97	–33
18	–21	38	–29	58	–22	78	min. –38	98	–29
19	–22	39	–28	59	–32	79	–33	99	–21
20	–25	40	–29	60	–25	80	–31	100	–28

amplasarea abaterilor efective în prima treime a câmpului de toleranță a piesei. Sunt valabile relațiile (privind succesiunea inegalităților abaterilor, a toleranțelor, precum și a condiției calificativului de „piesă bună"), stabilite în cazul ajustajelor cu joc (par. 1.1.7.2.1.1). În fig. 1.82 este reprezentat un ajustaj cu strângere, cu câmpurile de toleranță ale celor două piese (domeniile dublu hașurate sunt cele ale amplasării preferențiale ale abaterilor efective). Rezultă și aici apariția a două efecte, și anume pe de o parte o micșorare considerabilă a câmpului de toleranță practic, iar pe de altă parte o migrație a ajustajelor către strângerea maximă. Ambele efecte formează obiectul de tratare a unor corecții (vezi cap. 3).

Referitor la însemnul generic (*), la valorile caracteristicilor (toleranțe și abateri), precum și la mărimile cuprinse sub cifrele ②...⑥, sunt valabile relațiile de la (1.1.97; 1.1.99). Relația 1.1.128 devine:

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.25

Prelucrarea datelor experimentale, cu valorile abaterilor efective ale arborilor $\varnothing\ 20^{-0,020}_{-0,053}$

Numărul clasei	Limitele clasei [µm]		Media clasei x_{mi} [µm]	Frecvența absolută n_i [buc.]	Frecvența relativă f_i	$\frac{x_{mi}-c}{a}$	$\frac{(x_{mi}-c)n_i}{a}$	Media aritmetică a probei $\bar{x}$ [µm]	$\left(\frac{x_m-c}{a}\right)^2$	Abaterea medie pătratică σ	$\bar{x}-3\sigma$	$\bar{x}+3\sigma$	$(x_{mi}-\bar{x})$ [µm]	$(x_{mi}-\bar{x})^3$	$(x_{mi}-\bar{x})^4$	Coeficientul de asimetrie α	Coeficientul de exces τ
i	x'_i	x'_{i+1}																
1	–20	–24	–22	48	0,48	0	0	$\bar{x}=c+a\frac{\sum\frac{x_{mi}-c}{a}\cdot n_i}{n}=18,650$	0	$\sigma=a\sqrt{\frac{\sum\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2 n_i}{n-1}}=4,949$	–33,497	–3,803	–3,35	–37,395	125,944	$\alpha=\frac{1}{\sigma^3}\sum_1^k(x_{mi}-\bar{x})^3\cdot n_i=-487,326$	$\tau=\frac{1}{\sigma^4}\sum_1^k(x_{mi}-\bar{x})^4\cdot(n_i-3)=920353$
2	–25	–29	–27	37	0,37	1	37		1				–8,35	–582,182	4 861,227		
3	–30	–34	–32	15	0,15	2	30		4				–13,35	–2 379,270	31 763,259		
4	–35	–39	–37	0	0	3	3		9				–18,35	–6 178,357	13 382,042		
5	–40	–44	–42	0	0	4	0		16				–23,35	–12 730,945	297 267,576		
6	–45	–49	–47	0	0	5	0		25				–28,35	–22 785,532	645 969,856		
7	–50	–54	–52	0	0	6	0		36				–33,35	–37 092,620	1 237 038,539		

Scanned with OKEN Scanner

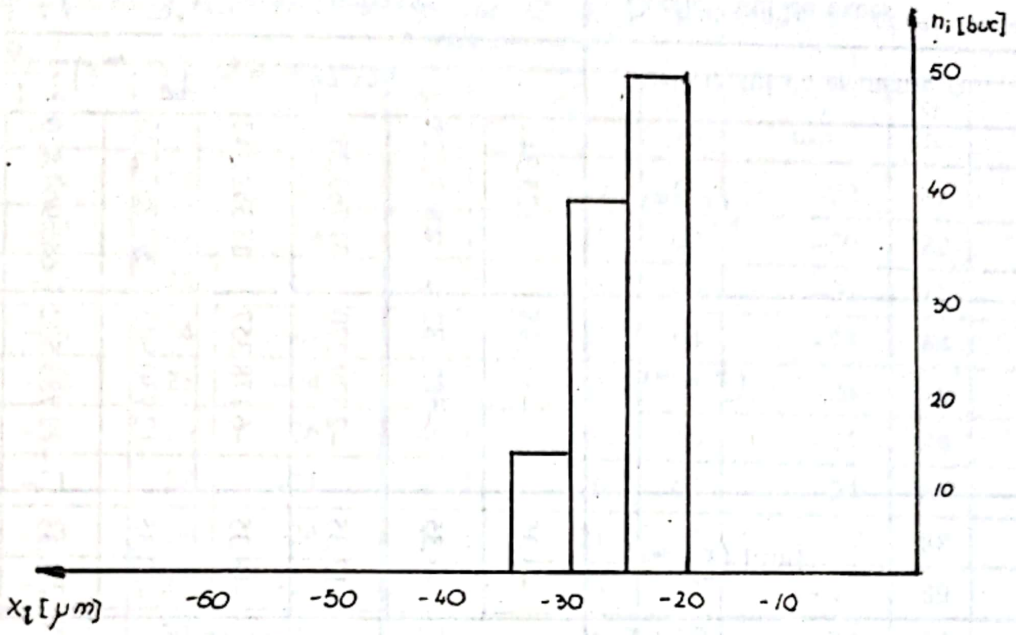


Fig. 1.78. Histograma.

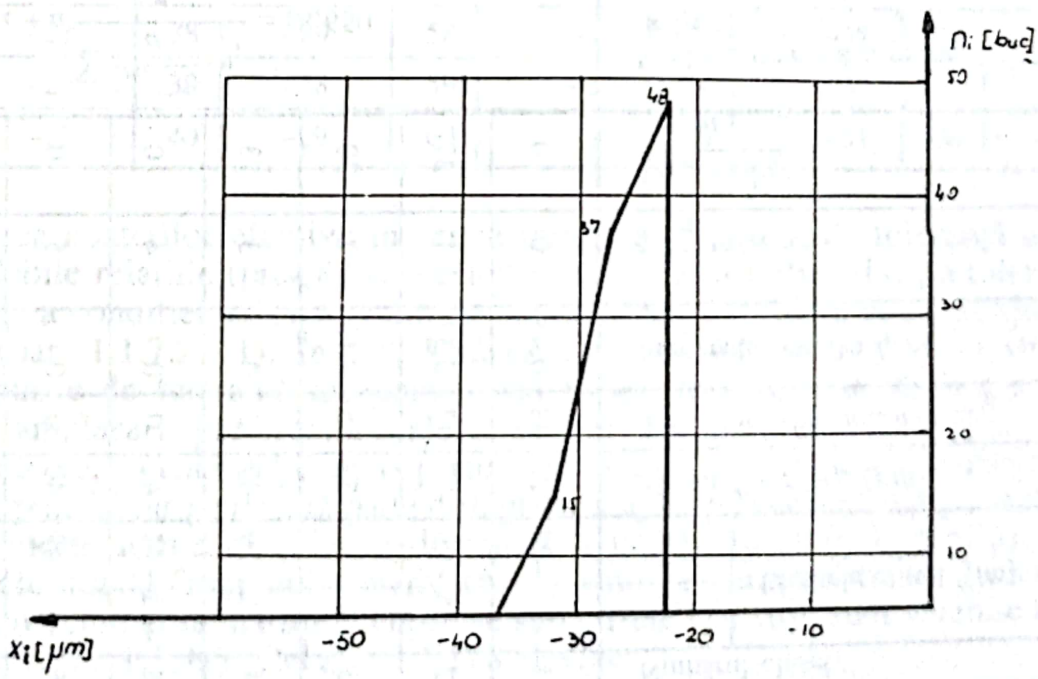


Fig. 1.79. Poligonul frecvențelor.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.26

Valorile jocurilor efective ale asamblărilor alezajelor $\varnothing 20^{+0,033}$ cu arborii $\varnothing 20^{-0,020}_{-0,053}$, la reglarea manuală a mașinilor-unelte

Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	J_E µm	Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	J_E µm	Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	J_E µm	Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	J_E µm
1	+12	–21	33	26	+8	–26	34	51	+2	–31	33	76	+5	–24	29
2	+6	–24	30	27	+9	–21	30	52	+5	–29	34	77	+1	–35	36
3	0	–26	26	28	+11	–24	35	53	+3	–22	25	78	+9	–32	41
4	+5	–24	29	29	+2	–26	28	54	+3	–25	28	79	+3	–33	36
5	+13	–32	45	30	+5	–23	28	55	0	–29	29	80	+1	–31	32
6	+10	–22	32	31	+6	–27	33	56	+6	–25	31	81	+12	–24	36
7	+3	–21	24	32	+6	–27	33	57	+7	–30	37	82	+5	–29	34
8	+6	–23	29	33	+15	–21	36	58	+6	–22	28	83	+13	–24	37
9	+2	–24	26	34	+5	21	26	59	+3	–32	35	84	+6	28	34
10	+10	–25	35	35	+9	–26	34	60	0	–25	25	85	0	–25	25
11	0	–21	21	36	+5	–20	25	61	+7	–22	29	86	+10	–24	34
12	+4	–24	28	37	0	–28	28	62	+3	+30	33	87	+9	–20	29
13	+5	–26	31	38	+4	–28	32	63	+4	+22	26	88	+10	–27	37
14	+5	–21	26	39	+2	–28	30	64	+7	+24	31	89	+6	–22	28
15	+2	–24	26	40	+10	–29	39	65	+2	–24	26	90	+3	–23	26
16	+13	–25	38	41	+5	–29	34	66	0	–25	25	91	+9	–34	max. 43
17	+6	–25	31	42	+6	–21	27	67	+4	–24	28	92	+1	–23	24
18	+3	–21	24	43	0	–25	25	68	+8	–30	38	93	+6	–26	32
19	+12	–22	34	44	+13	–27	40	69	+3	–21	24	94	+2	–21	24
20	+15	–21	36	45	+2	–21	23	70	+9	–29	20	95	+5	–33	38
21	+11	–22	33	46	+10	–28	38	71	+1	–35	36	96	+4	–24	28
22	+9	–34	37	47	+8	–29	37	72	+4	–21	25	97	+1	–33	34
23	+8	–21	29	48	+5	–21	26	73	+3	–24	27	98	0	–32	32
24	+9	–27	36	49	0	–23	23	74	+2	–32	34	99	+5	–21	26
25	0	–24	24	50	+11	–25	36	75	0	–21	min. 21	100	+1	28	29

Scanned with OKEN Scanner

Prelucrarea datelor experimentale, cu valorile jocurilor efective ale ajustajului ∅ 20 H8/f8

Tabelul 1.27

Numărul clasei	Limitele clasei [µm]		Media clasei x_{mi}	Frecvența absolută n_i [buc.]	Frecvența relativă f_i	$\frac{x_{mi}-c}{a}$	$\frac{(x_{mi}-c)n_i}{a}$	Media aritmetică a probei $\bar{x}$ [µm]	$\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2$	Abaterea medie pătratică σ	$\bar{x}-3\sigma$	$\bar{x}+3\sigma$	$(x_{mi}-\bar{x})$ [µm]	$(x_{mi}-\bar{x})^3$	$(x_{mi}-\bar{x})^4$	Coeficientul de asimetrie α	Coeficientul de exces τ
	x_i'	x_{i+1}'																
1	19	28	23,5	36	0,66	−1	36	$x = C - \frac{\sum x_{mi}-c}{n} \cdot n_i = 30,4$	1	$\sigma = a\sqrt{\frac{\sum\left(\frac{x_{mi}-a}{a}\right)^2 n_i}{n-1}} = 6,435382$	11,093854	49,706146	−5,9	328,529	2266,71	$\alpha = \frac{1}{\sigma^3}\sum\left(x_{mi}-\bar{x}\right)^3 \cdot n_i = 93,147071$	$\tau = \frac{1}{\sigma^4}\sum\left(x_{mi}-\bar{x}\right)^4 \cdot n_i - 3 = 136,60785$
2	29	38	33,5	59	0,59	0	0		0				3,1	29,791	92,3321		
3	39	48	43,5	5	0,45	1	5		1				13,1	2248,091	29449,99		
4	49	58	53,5	0	0	2	0		4				2,31	12325,3	284739,6		
5	59	68	63,5	0	0	3	0		9				3,31	36264,6	1200361		
6	69	78	73,5	0	0	4	0		16				4,31	80062,9	3450714,9		
7	79	88	83,5	0	0	5	0		25				5,31	1497212	7950200		

Scanned with OKEN Scanner

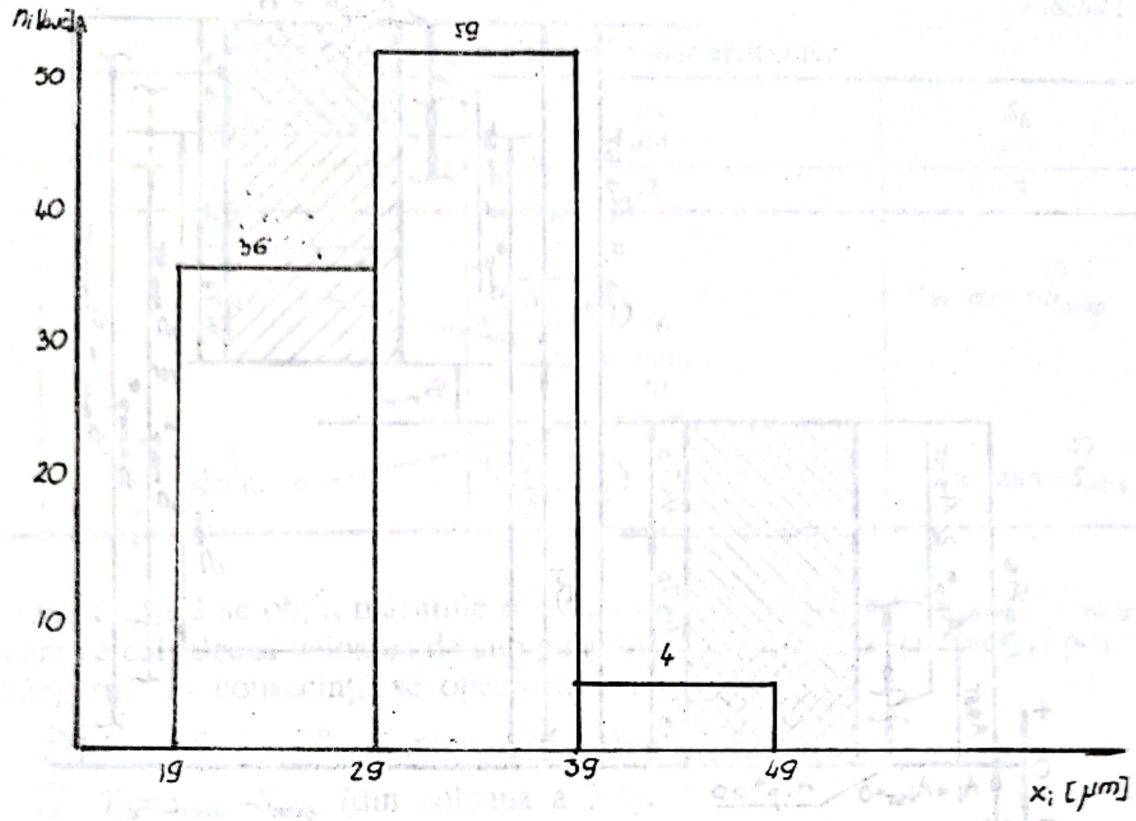


FIg. 1.80. Histograma.

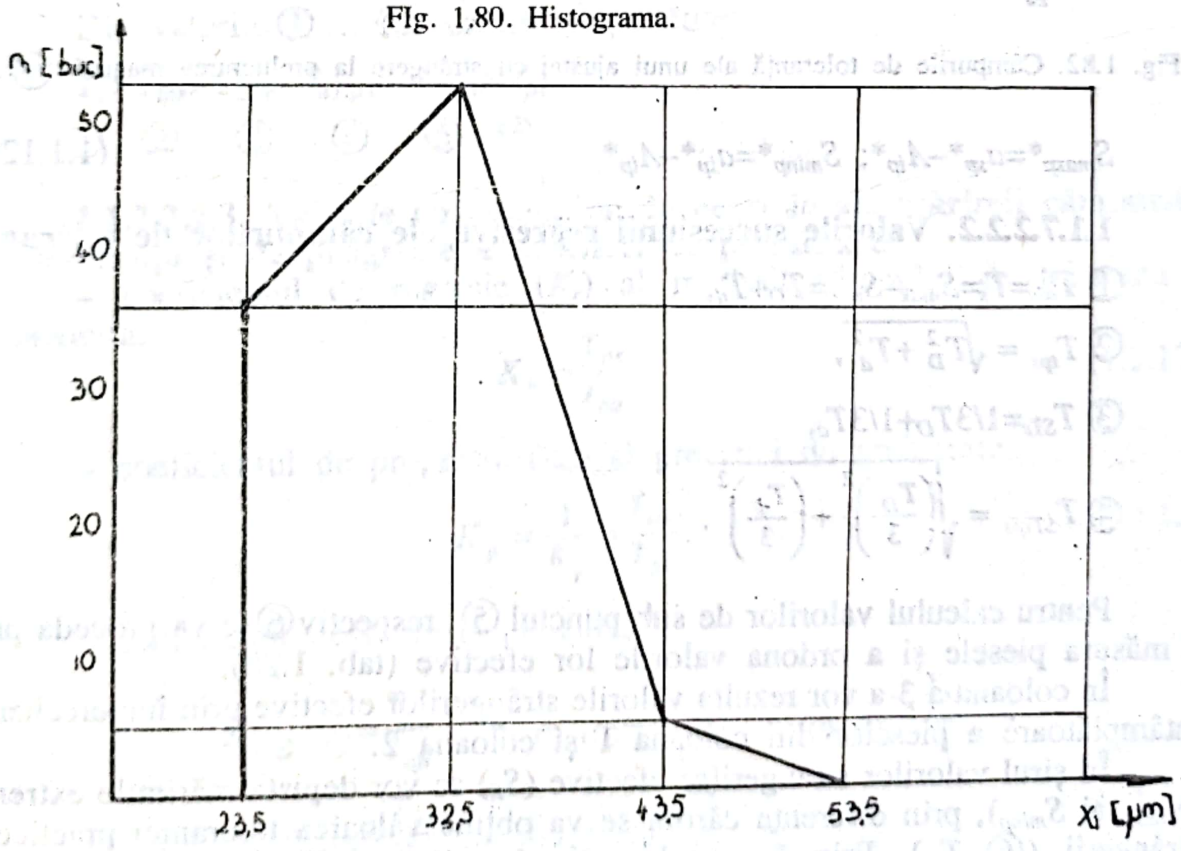


Fig. 1.81. Poligonul frecvențelor.

Scanned with OKEN Scanner

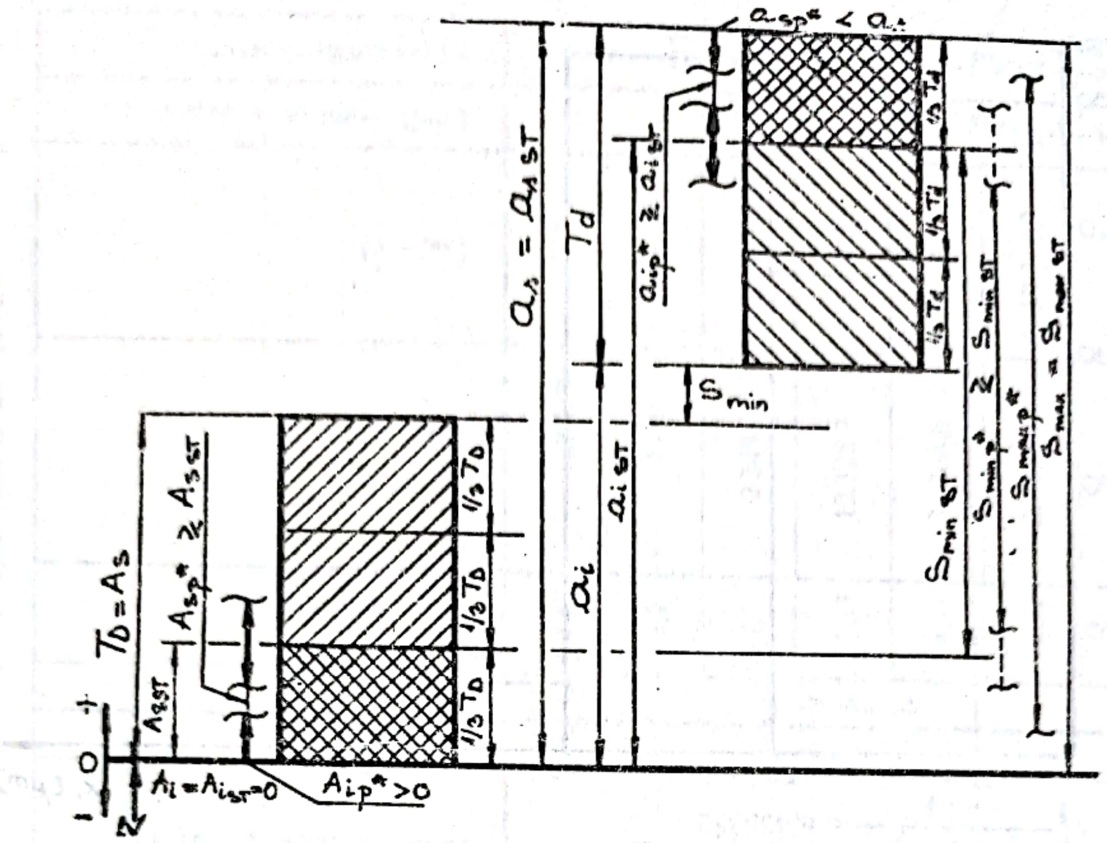


Fig. 1.82. Câmpurile de toleranţă ale unui ajustaj cu strângere la prelucrarea manuală (m).

$$S_{max\,p}^* = a_{sp}^* - A_{ip}^*;\quad S_{min\,p}^* = a_{ip}^* - A_{ip}^* \qquad (1.1.128)$$

1.1.7.2.2.2. Valorile succesiunii regresive ale câmpurilor de toleranţă

① $T_{ajs} = T_s = S_{max} - S_{min} = T_D + T_d$,

② $T_{tps} = \sqrt{T_D^2 + T_d^2}$,

③ $T_{STs} = 1/3T_D + 1/3T_d$,

④ $T_{sTtps} = \sqrt{\left(\frac{T_D}{3}\right)^2 + \left(\frac{T_d}{3}\right)^2}$.

Pentru calculul valorilor de sub punctul ⑤, respectiv ⑥ se va proceda prin a măsura piesele şi a ordona valorile lor efective (tab. 1.28).

În coloana a 3-a vor rezulta valorile strângerilor efective prin împerecherea întâmplătoare a pieselor din coloana 1 şi coloana 2.

În şirul valorilor strângerilor efective (S_E) se vor depista mărimile extreme ($S_{max\,p}$ şi $S_{min\,p}$), prin diferenţa cărora se va obţine valoarea toleranţei practice a strângerii (⑥ T_{ps}). Prin împerechere preferenţială a valorilor extreme ale

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.28

Valorile efective ale parametrilor ajustajului

Nr. crt.	a_E µm	A_E µm	S_E µm
0	1	2	3
1			
.	5 max.	$S_{maxppos}$ 56 min.	56 Val. max.=S_{maxp}
.		61 max.	
.			
.	1 min.	$S_{minppos}$	49 Val. min.=S_{minp}
n			

coloanelor 1 şi 2 se obţin mărimile extreme practice posibile ($S_{maxppos}$ şi $S_{minppos}$), din care se calculează valoarea de sub punctul ⑤, T_{ppos} (toleranţa practică posibilă a strângerii). În consecinţă se operează:

⑤ $T_{ppos}=S_{maxppos}-S_{minppos}=(a_{Emax}-A_{Emin})-(a_{Emin}-A_{Emax})$, şi

⑥ $T_{ps}=S_{maxp}-S_{minp}$ (din coloana a 3-a).

Din valorile ① ... ⑥, rezultă inegalităţile:

$T_s > T_{tps} > T_{STs} > T_{STtps} > T_{pposs} > T_{ps}$.

① ② ③ ④ ⑤ ⑥

1.1.7.2.2.3. Valorile coeficienţilor de regresie ale mărimii câmpurilor de toleranţă şi de progresie a preciziei de prelucrare

– coeficientul de regresie (K_r) al mărimii câmpului de toleranţă al ajustajului:

$$K_r = \frac{T_{ps}}{T_{ajs}}, \qquad (1.1.129)$$

– coeficientul de progresie (K_p) al preciziei de prelucrare:

$$K_p = \frac{1}{K_r} = \frac{T_{ajs}}{T_{ps}}. \qquad (1.1.130)$$

– coeficienţii de regresie „imediaţi":

$$K_{r①\to②}=\frac{T_{tps}}{T_{ajs}};\quad K_{r②\to③}=\frac{T_{STs}}{T_{tps}};\quad K_{r③\to④}=\frac{T_{STtps}}{T_{STs}};$$

$$K_{r④\to⑤}=\frac{T_{pposs}}{T_{STtps}};\quad K_{r⑤\to⑥}=\frac{T_{ps}}{T_{pposs}}, \qquad (1.1.131)$$

Scanned with OKEN Scanner

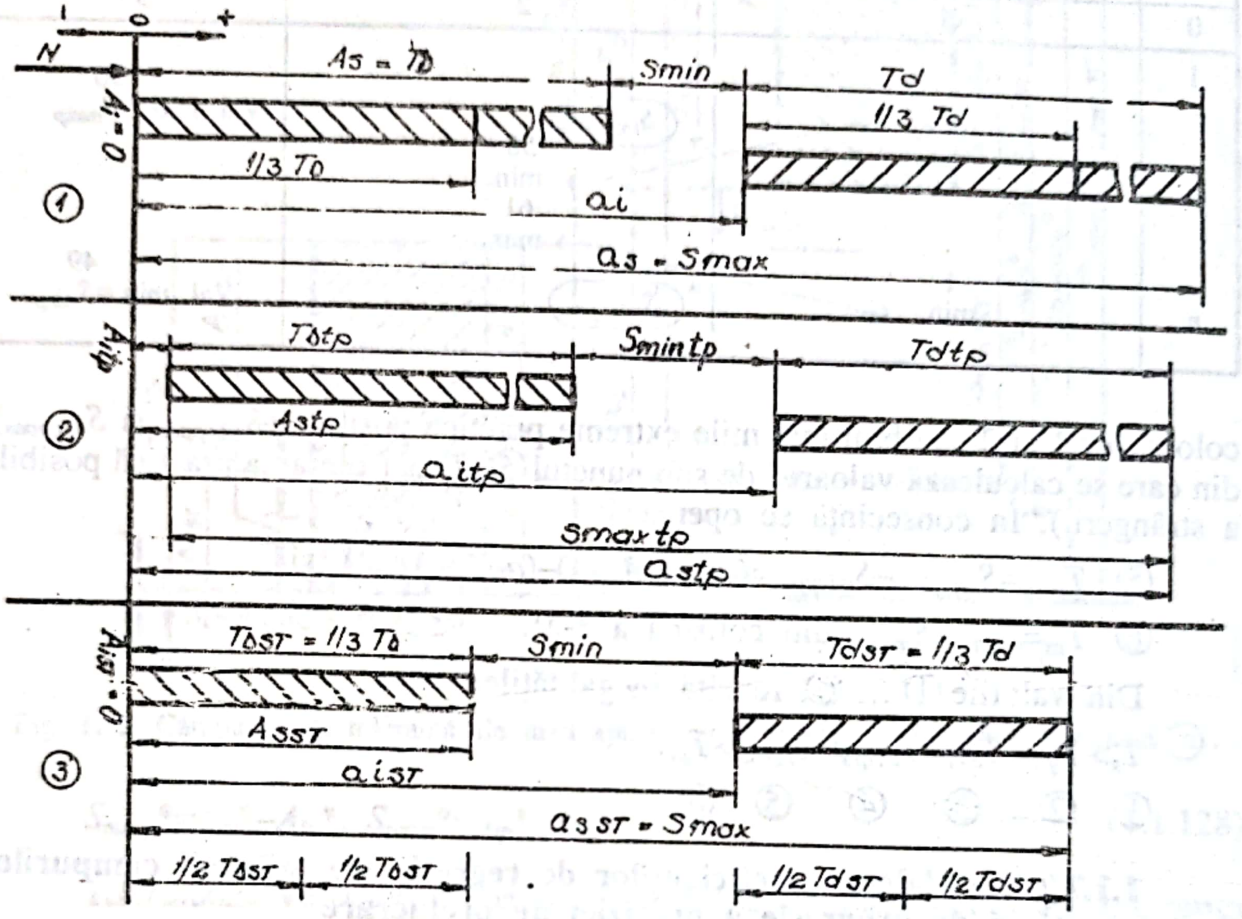


Fig. 1.83. Succesiunea regresivă a valorilor câmpurilor

– valorile absolute ale variației câmpurilor de toleranță:

$$\Delta T_{s①\to②} \dots \Delta T_{s⑤\to⑥} . \qquad (1.1.132)$$

Se constată și aici, desigur, ca și în paragraful anterior (de la ajustajele cu joc), cele două efecte:

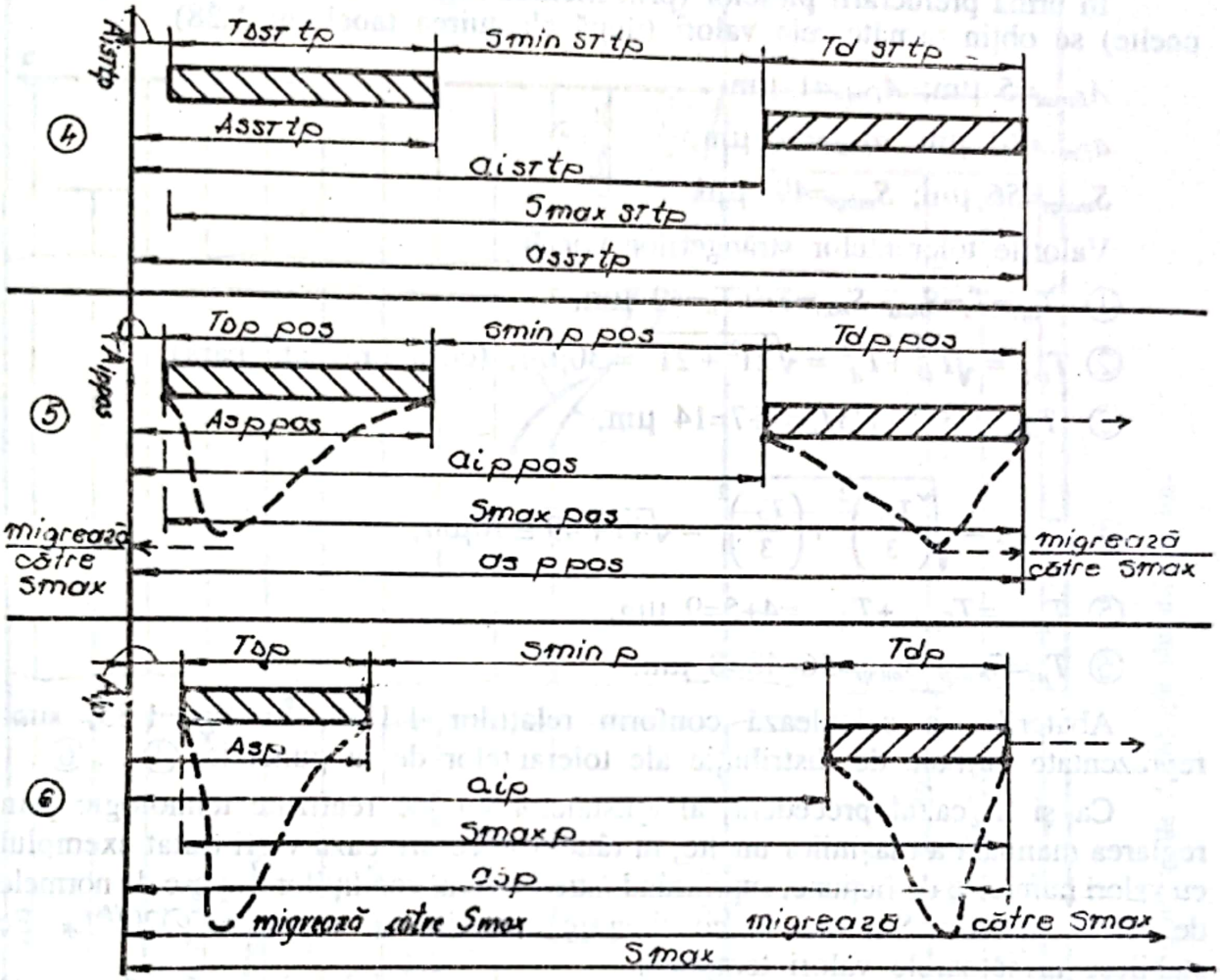
a. O reducere considerabilă a valorii câmpului de toleranță ($\Delta T_{s①\to⑥}=T_{ps}-T_{ajs}$) și

b. Migrația ajustajelor către strângerea maximă. (vezi corecțiile la cap. 3 și TAB. B).

1.1.7.2.2.4. Schema de variație regresivă a câmpurilor de toleranță de la ① la ⑥

În fig. 1.83 sunt reprezentate câmpurile de toleranță, în schemă de principiu (fără valori specificate) în condițiile de diagramă cu specificații literale simbolice, ale parametrilor în cauză.

Scanned with OKEN Scanner



de toleranţă ale unui ajustaj cu strângere.

1.1.7.2.2.5. Diagramele de distribuţie ale strângerilor

În fig. 1.84 sunt reprezentate curbele de distribuţie ale strângerilor în cele şase ipostaze în care este situat câmpul de toleranţă al ajustajelor. Ca şi în cazul redat la par. 1.1.7.2.1.5, curbele se extind în ordonată (atât sub aspectul valoric, cât şi sub cel al formei lor), fără referinţă cantitivă asupra frecvenţei „n" a mărimilor întâmplătoare studiate, respectiv al numărului de strângeri, aferente unui anumit interval în abscisă. Şi aici, iniţial dintr-o prognoză, derivând din logica unor aserţiuni preliminarii, ca în continuare să se facă şi dovada confirmării acestora prin experimente din practica industrială, desigur se constată o alură particulară a distribiţiei la curbele ⑤ şi mai ales ⑥. Maximul acestor curbe este deplasat spre strângerea maximă.

1.1.7.2.2.6. Exemplu de calcul numeric

Din proiectare (vezi cap. 3 şi TAB. B), rezultă ajustajul $\varnothing 28^{m}/_{n}$. Din TAB. B rezultă abaterile:

A_i=0; A_s=+21 μm; a_i=+41 μm; a_s=+62 μm.

În urma prelucrării pieselor (prin metoda reglării manuale ⓜ a maşinilor-unelte) se obţin următoarele valori (după alcătuirea tabelului 1.28):

A_{Emax}=5 μm; A_{Emin}=1 μm,

a_{Emax}=61 μm; a_{Emin}=56 μm,

S_{maxp}=56 μm; S_{minp}=49 μm.

Valorile toleranţelor strângerilor vor fi:

① $T_{ajs}=T_s=S_{max}-S_{min}=Td+T_d$=42 μm,

② $T_{tpS}=\sqrt{T_D^2+T_d^2}=\sqrt{21^2+21^2}=30\mu m$, (cifra imediată pară),

③ T_{STs}=1/3T_D+1/3T_d=7+7=14 μm,

④ $T_{STtps}=\sqrt{\left(\frac{T_D}{3}\right)^2+\left(\frac{T_d}{3}\right)^2}=\sqrt{49+49}\cong 10\mu m$,

⑤ $T_{pposs}=T_{Dppos}+T_{dppos}$=4+5=9 μm,

⑥ $T_{ps}=S_{maxp}-S_{minp}$=56–48=8 μm.

Abaterile se calculează conform relaţiilor 1.1.99. În fig. 1.85, sunt reprezentate curbele de distribuţie ale toleranţelor de la punctele ① ... ⑥.

Ca şi în cazul precedent, al ajustajelor cu joc realizate tehnologic prin reglarea manuală a maşinilor unelte, în rândurile ce urmează va fi tratat exemplul cu valori numerice de ficţiune, cuprinzând întreg arealul condiţiilor impuse de normele de calcul statistic. S-a luat în considerare ajustajul cu strângere $\varnothing 20^{H8}/_{u8}$. Se stabilesc următoarele valori teoretice:

① T_D=33 μm; T_d=33 μm; S_{max}=74 μm; S_{min}=8 μm.

$T_{ajs}=T_s=T_D+T_d$=66 μm=$S_{max}-S_{min}$=66 μm.

② Valorile toleranţelor teoretice probabile nu au criteriu de contingenţă cu modul de prelucrare prin reglarea manuală a maşinilor unelte.

③ Toleranţa standard (efectivă)

În tabelul 1.22, reprezentând valorile abaterilor efective ale alezajelor (A_E) pentru $\varnothing 20^{+0,033}$, prelucrate prin reglarea manuală a maşinilor unelte, se determină toleranţa standard (efectivă) a alezajului:

$T_{DST}=A_{Emax}-A_{Emin}$=15–0=15 μm şi T_{dST}=15 μm (tab. 1.29)

④ Toleranţa standard teoretică probabilă:

$$T_{STtp}=\sqrt{\left(\frac{T_D}{3}\right)^2+\left(\frac{T_d}{3}\right)^2}=\sqrt{11^2+11^2}=15{,}55\approx 16 \text{ μm}.$$

Scanned with OKEN Scanner

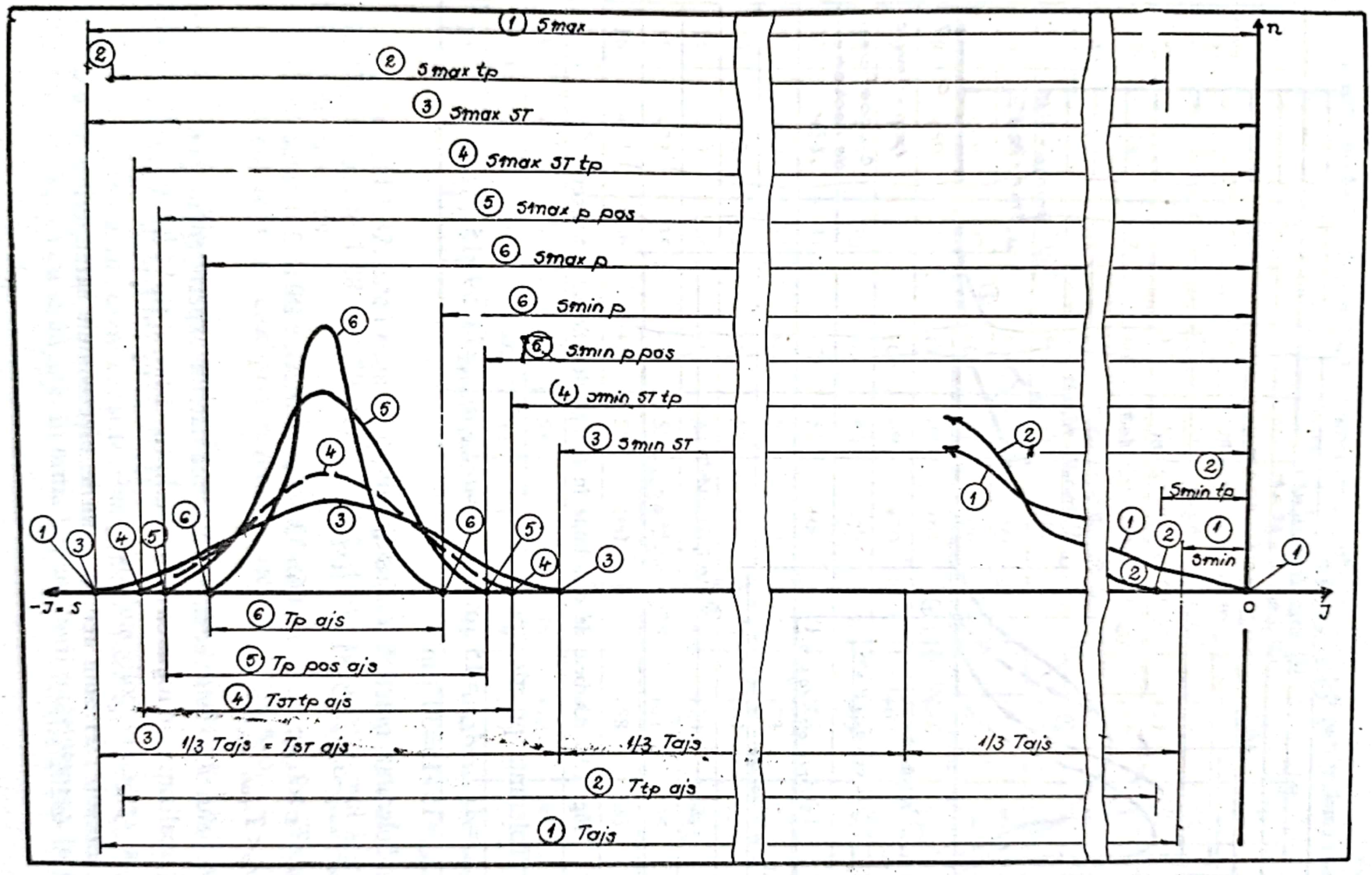


Fig. 1.84. Curbele de distribuţie ale strângerilor.

Scanned with OKEN Scanner

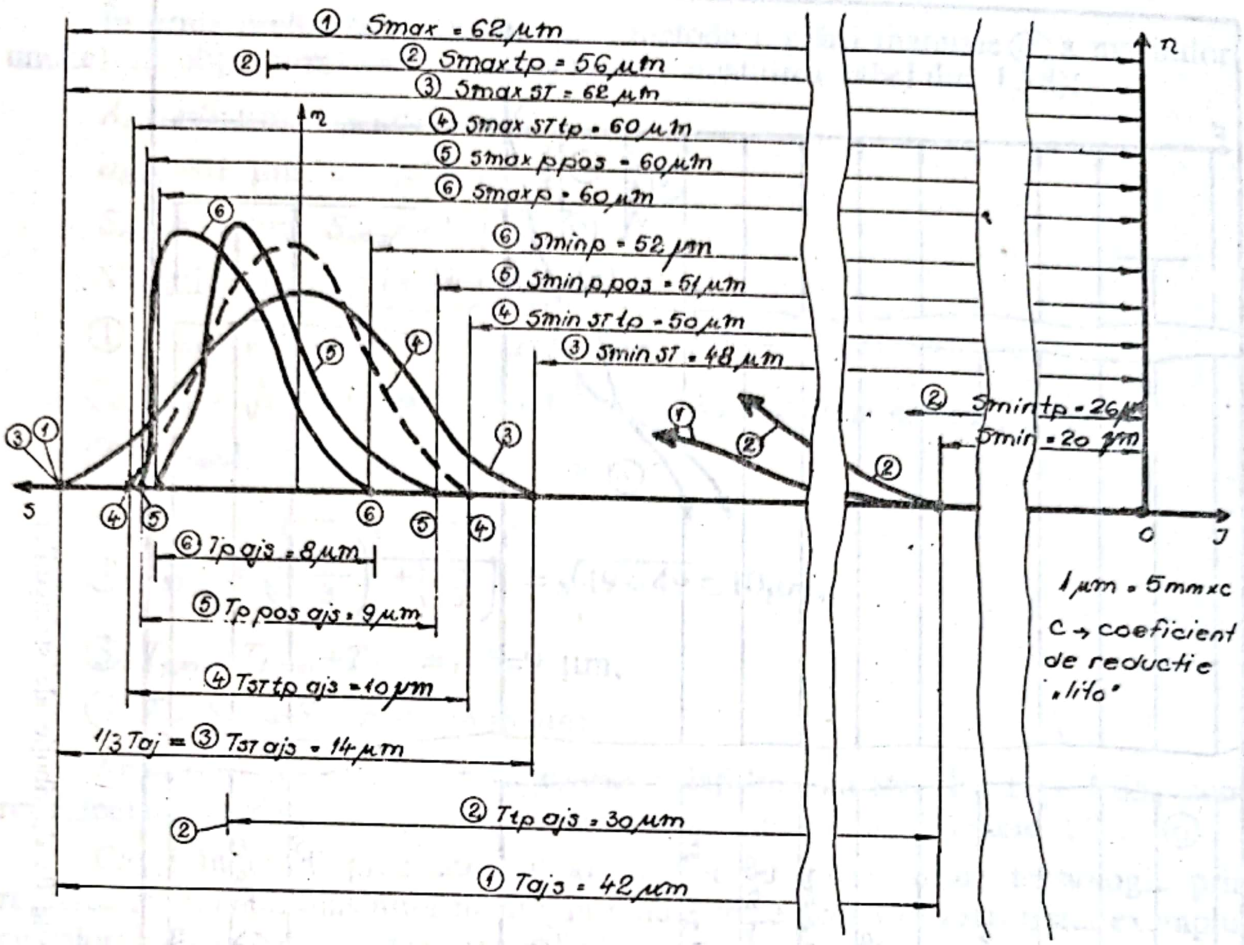


Fig. 1.85. Curbele de distribuţie în funcţie de toleranţa strângerii.

⑤ Toleranţa practică posibilă:

$T_{Dppos}=A_{Emax}-A_{Emin}=15$ µm; $T_{dppos}=a_{Emax}-a_{Emin}=74-59=15$ µm;

$T_{pposaj}=15+15=30$ µm

⑥ Toleranţa practică a ajustajului:

$T_{paj}=S_{maxp}-S_{minp}=73-51=22$ µm

$T_{ajs}>T_{ST}>T_{STtp}$; 66>33>16; 16<30; 30>22.

$T_{STtp}<T_{ppos}$; $T_{ppos}>T_p$.

În tabelul 1.30 este redată prelucrarea datelor experimentale pentru arborii $\varnothing 20^{+0,074}_{+0,041}$, realizaţi prin reglarea manuală. În fig. 1.86. şi fig. 1.87 sunt reprezentate histograma, respectiv poligonul frecvenţelor.

În tabelul 1.31 sunt redate valorile efective ale strângerilor la ajustajul $\varnothing 20^{+0,033}$ şi $\varnothing 20^{+0,074}_{+0,041}$.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.29

Valorile abaterilor efective (a_E) ale arborilor $\varnothing 20^{+0,074}_{+0,041}$, prelucrați prin reglarea manuală a mașinilor-unelte

Nr. crt.	a_E µm	Nr. crt.	a_E µm	Nr. crt.	a_E µm	Nr. crt.	A_E µm	Nr. crt.	A_E µm
1	+65	21	+70	41	+68	61	+65	81	+68
2	+62	22	+73	42	+62	62	+71	82	+63
3	+68	23	+65	43	+73	63	+72	83	+74
4	+62	24	+72	44	+70	64	+61	84	+66
5	+71	25	+63	45	+65	65	+68	85	+70
6	+64	26	+68	46	+60	66	+62	86	+64
7	+69	27	+66	47	+66	67	+73	87	+68
8	+59	28	+71	48	+61	68	+66	88	+64
9	+73	29	+66	49	+70	69	+62	89	+68
10	+66	30	+68	50	+73	70	+69	90	+66
11	+72	31	+71	51	+66	71	+62	91	+60
12	+69	32	+63	52	+63	72	+73	92	max. +74
13	+63	33	+69	53	+67	73	+67	93	+66
14	+70	34	+67	54	+69	74	+70	94	+62
15	+73	35	+71	55	+72	75	+61	95	+68
16	+64	36	+64	56	+60	76	+68	96	+65
17	+70	37	+69	57	+68	77	+65	97	+59
18	+67	38	min. +59	58	+71	78	+70	98	+72
19	+65	39	+60	59	+67	79	+60	99	+67
20	+73	40	+72	60	+59	80	+68	100	+70

În tabelul 1.32. este expusă prelucrarea datelor experimentale ale ajustajului $\varnothing 20\ ^{H8}/_{u8}$. Figurile 1.88 și 1.89, reprezintă histograma și poligonul frecvențelor datelor de mai sus.

În tabelul (1.33) este expusă situația sintetică, a mărimilor caracteristice în cazul prelucrării pieselor prin reglarea manuală a mașinilor.

1.1.7.2.3. Ajustajele probabile/practice, la asamblările intermediare (reglare manuală (m))

1.1.7.2.3.1. Aserțiuni preliminarii

Ajustajele intermediare constituie un „hibrid" între ajustajele cu joc și cele cu strângere. Ele se mai numesc și „de trecere" sau „incerte" deoarece pot să rezulte cu joc sau/și cu strângere, în urma împerecherii întâmplătoare în procesul

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.30

Prelucrarea datelor experimentale, cu valorile abaterilor efective ale arborilor $\varnothing 20^{+0,074}_{+0,041}$

Numărul clasei	Limitele clasei [µm]		Media clasei x_{mi}	Frecvența absolută n_i [buc.]	Frecvența relativă f_i	$x_{mi}-c$	$(x_{mi}-c)n_i$	Media aritmetică a probei $\bar{x}$ [µm]	$(x_{mi}-c)^2$	Abaterea medie pătratică σ	$\bar{x}-3\sigma$	$\bar{x}+3\sigma$	$(x_{mi}-\bar{x})$ [µm]	$(x_{mi}-\bar{x})^3$	$(x_{mi}-\bar{x})^4$	Coeficientul de asimetrie α	Coeficientul de exces τ
	x'_i	x'_{i+1}																
1	41	45	43	0	0	–25	0	$\bar{x}=N+c+\frac{\sum(x_{mi}-c)n_i}{n}=-18,8193$	625	$\sigma=a\sqrt{\frac{\sum(x_{mi}-c)^2n_i}{n-1}}=18,8193$	11,3778	124,2936	–24,83	–15 308,41	380 107,88	$\alpha=\frac{1}{\sigma^3}\sum(x_{mi}-\bar{x})^3\cdot n_i=-1,2855$	$\tau=\frac{1}{\sigma^4}\sum(x_{mi}-\bar{x})^4\cdot n_i-3=-2,0885$
2	46	50	48	0	0	–20	0		400				–19,83	–7 797,73	154 628,96		
3	51	55	53	0	0	–15	0		225				–14,83	–32 61,54	48 368,72		
4	56	60	58	9	0,09	–10	–0,9		100				–9,83	–949,86	9 337,14		
5	61	65	63	27	0,27	–5	–1,35		25				–4,83	–112,67	544,23		
6	66	70	68	42	0,42	0	0		0				0,16	0,0041	0		
7	71	75	73	22	0,22	5	1,10		25				5,16	137,38	708,92		

$a=5$ $c=68$

Scanned with OKEN Scanner

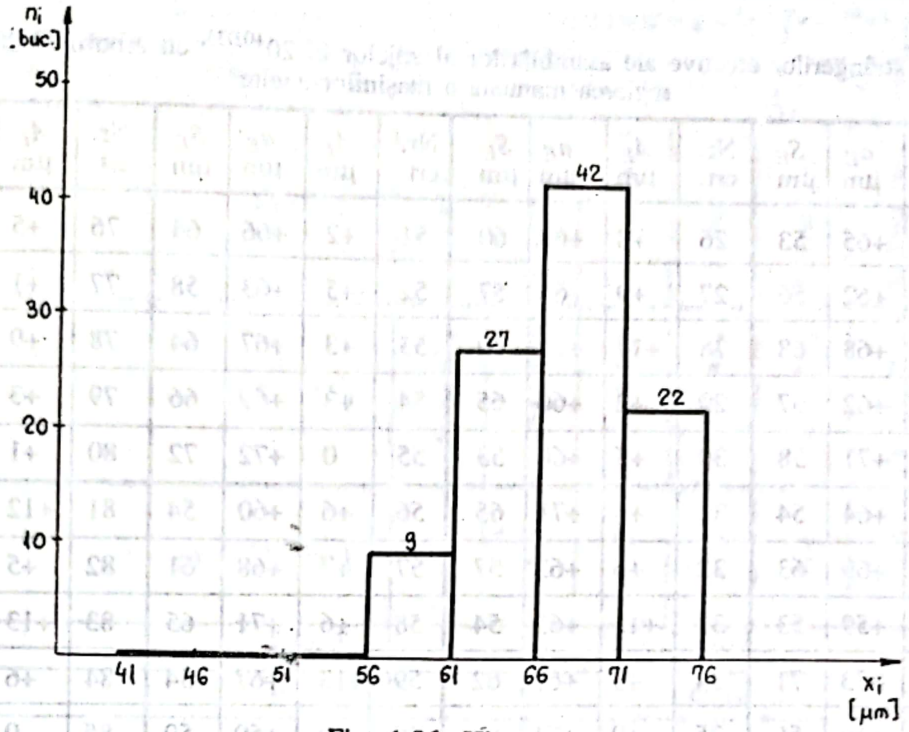


Fig. 1.86. Histograma.

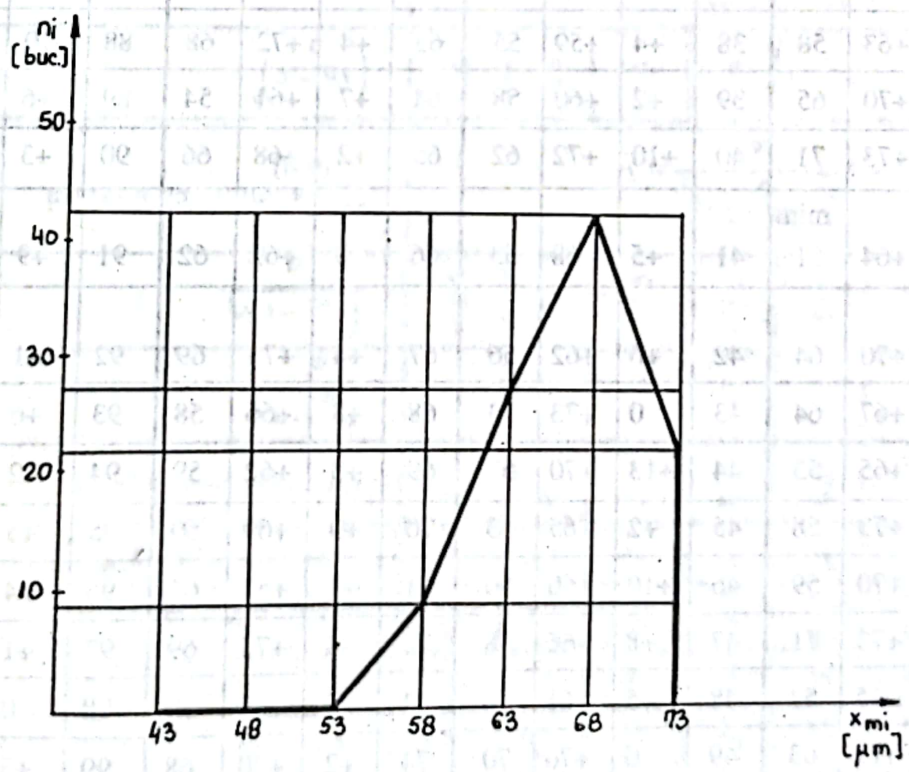


Fig. 1.87. Poligonul de frecvenţe.

Tabelul 1.31

Valorile strângerilor efective ale asamblărilor alezajelor $\varnothing 20^{+0,033}$, cu arborii $\varnothing 20^{+0,074}_{+0,041}$, la reglarea manuală a mașinilor-unelte

Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	S_E µm	Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	S_E µm	Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	S_E µm	Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	S_E µm
1	+12	+65	53	26	+8	+68	60	51	+2	+66	64	76	+5	+68	53
2	+6	+62	56	27	+9	+66	57	52	+5	+63	58	77	+1	+65	64
3	0	+68	68	28	+11	+71	60	53	+3	+67	64	78	+9	+70	61
4	+5	+62	57	29	+2	+66	65	54	+3	+69	66	79	+3	+60	57
5	+13	+71	58	30	+5	+68	53	55	0	+72	72	80	+1	+68	67
6	+10	+64	54	31	+6	+71	65	56	+6	+60	54	81	+12	+68	56
7	+3	+69	63	32	+6	+63	57	57	+7	+68	61	82	+5	+63	58
8	+6	+59	53	33	+15	+69	54	58	+6	+71	65	83	+13	+74	61
9	+2	+73	71	34	+5	+67	62	59	+13	+67	54	84	+6	+66	60
10	+10	+66	56	35	+9	+71	62	60	0	+59	59	85	0	+70	70
11	0	+72	72	36	+5	+64	59	61	+7	+65	58	86	+10	+64	54
12	+4	+69	65	37	0	+69	69	62	+3	+71	68	87	+9	+68	59
13	+5	+63	58	38	+4	+59	55	63	+4	+72	68	88	+10	+64	54
14	+5	+70	65	39	+2	+60	58	64	+7	+61	54	89	+6	+68	62
15	+2	+73	71	40	+10	+72	62	65	+2	+68	66	90	+3	+66	63
16	+13	+64	min. 51	41	+5	+68	53	66	0	+62	62	91	+9	+60	51
17	+6	+70	64	42	+6	+62	56	67	+4	+73	69	92	+1	+74	max. 73
18	+3	+67	64	43	0	+73	73	68	+8	+66	58	93	+6	+66	60
19	+12	+65	53	44	+13	+70	57	69	+3	+62	59	94	+2	+62	60
20	+15	+73	58	45	+2	+65	63	70	+9	+69	60	95	+5	+68	63
21	+11	+70	59	46	+10	+60	50	71	+1	+62	61	96	+4	+65	61
22	+3	+73	71	47	+8	+66	58	72	+4	+73	69	97	+1	+59	58
23	+8	+65	57	48	+5	+61	56	73	+8	+67	59	98	0	+72	72
24	+9	+72	63	49	0	+70	70	74	+2	+70	68	99	+5	+67	62
25	0	+63	63	50	+11	+73	62	75	0	+61	61	100	+1	+70	69

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.32

Prelucrarea datelor experimentale cu valorile strângerilor efective, ale ajustajului ∅ 20 H8/u8

Numărul curent	Limitele clasei [µm]		Media clasei x_m [µm]	Frecvența absolută n_i [buc.]	Frecvența relativă f_i	$\frac{x_{mi}-c}{a}$	$\frac{(x_{mi}-c)n_i}{a}$	Media aritmetică a probei $\bar{x}$ [µm]	$\left(\frac{x_m-c}{a}\right)^2$	Abaterea medie pătratică σ	$\bar{x}-3\sigma$	$\bar{x}+3\sigma$	$(x_m-\bar{x})$ [µm]	$(x_{mi}-\bar{x})^3$	$(x_m-\bar{x})^4$	Coeficientul de asimetrie α	Coeficientul de exces τ
	x_i'	x_{i+1}'															
1	8	17	12,5	0	0	–5	–62,5	$\bar{x}=N+C+a\frac{\sum_1^k \frac{x_{mi}-c}{a}\cdot n_i}{n}=31$	25	$\sigma=a\sqrt{\frac{\sum_1^k\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2\cdot n_i}{n-1}}=6,89$	10,33	51,67	–18,5	–6 331,625	117 135,06	$\alpha=\frac{1}{\sigma^3}\sum_1^k(x_{mi}-\bar{x})^3\cdot n_i=10067,354$	$\tau=\frac{1}{\sigma^4}\sum_1^k(x_{mi}-\bar{x})^4\cdot n_i-3=50814,06$
2	18	27	22,5	0	0	–4	–90		16				–8,5	–614,125	5 220,0625		
3	28	37	32,5	0	0	–3	–97,5		9				1,5	3,375	5,0625		
4	38	47	42,5	0	0	–2	–85		4				11,55	1 520,875	17 490,062		
5	48	57	52,5	28	0,28	–1	–52,5		1				21,5	9 938,375	213 675,06		
6	58	67	62,5	53	0,53	0	0		0				31,5	31 255,875	984 560,06		
7	68	77	72,5	19	0,19	1	72,5		1				41,5	71 473,375	2 966 145,1		

Scanned with OKEN Scanner

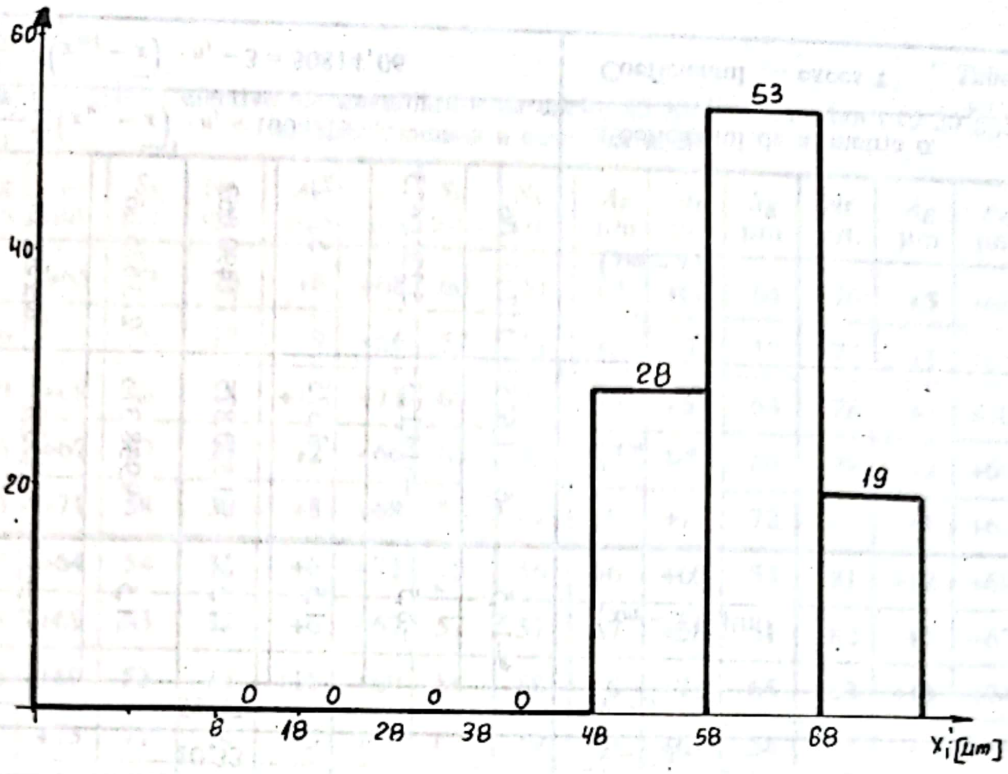


Fig. 1.88. Histograma.

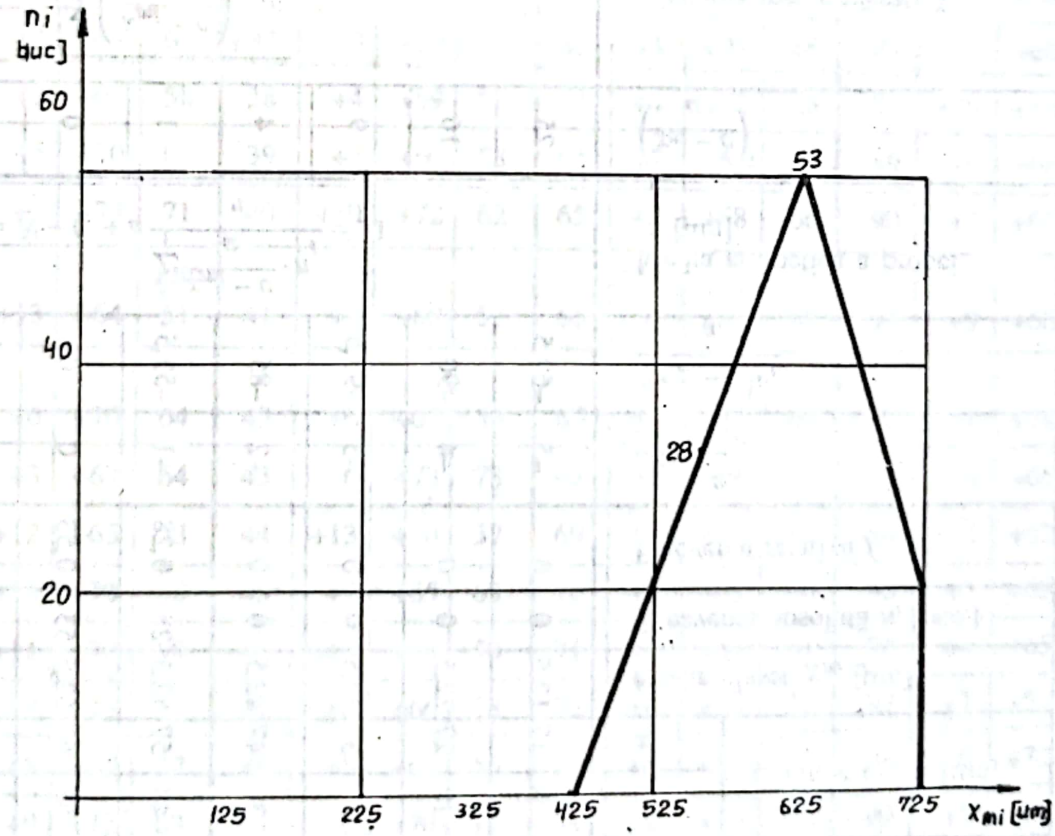


Fig. 1.89. Poligonul frecvențelor.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.33

Valorile parametrilor la prelucrarea manuală

| Nr. crt. | Ajustaj | | |

de montaj. În consecinţă se supun atât regulilor care guvernează domeniul ajustajelor cu joc, cât şi a celor care se referă la ajustajele cu strângere. În cadrul relaţiilor fundamentale (par. 1.1.6.6.) s-a demonstrat egalitatea toleranţelor ajustajelor:

$$T_{ajJ}=T_D+T_d=T_{ajS}=T_{ajJ/S};$$

$$T_{ajJ/S}=J_{max}+S_{max}.$$

Privitor la atitudinea preferenţială de distribuţie a valorilor abaterilor efective şi în cazul ajustajelor intermediare piesele se situează (la prelucrarea prin reglare manuală (m) a maşinilor unelte) înspre începutul câmpului de toleranţă (sau înspre dimensiunea limită corespunzătoare maximumului de material). Acestea sunt amplasate înspre dimensiunea minimă la alezaj şi înspre dimensiunea maximă la arbore. Şi în cazul ajustajelor intermediare (ca şi în cazul ajustajelor cu joc, par. 1.1.7.2.1., şi a celui referitor la ajustajele cu strângere, par. 1.1.7.2.2.), „abaterea standard" presupune amplasarea abaterilor efective în prima treime a câmpurilor de toleranţă a pieselor. Şi în domeniul ajustajelor intermediare sunt valabile relaţiile (privind succesiunea inegalităţilor abaterilor, a toleranţelor precum şi a condiţiei calificativului de „piesă bună") stabilite anterior, în cazul ajustajelor cu joc (par. 1.1.7.2.1.1.) şi cel al ajustajelor cu strângere (par. 1.1.7.2.2.1.).

În fig. 1.90. este reprezentat un ajustaj intermediar, cu câmpurile de toleranţă a celor două piese (domeniile dublu haşurate sunt cele ale amplasării preferenţiale ale abaterilor efective). În figura în cauză sunt reprezentate trei feluri

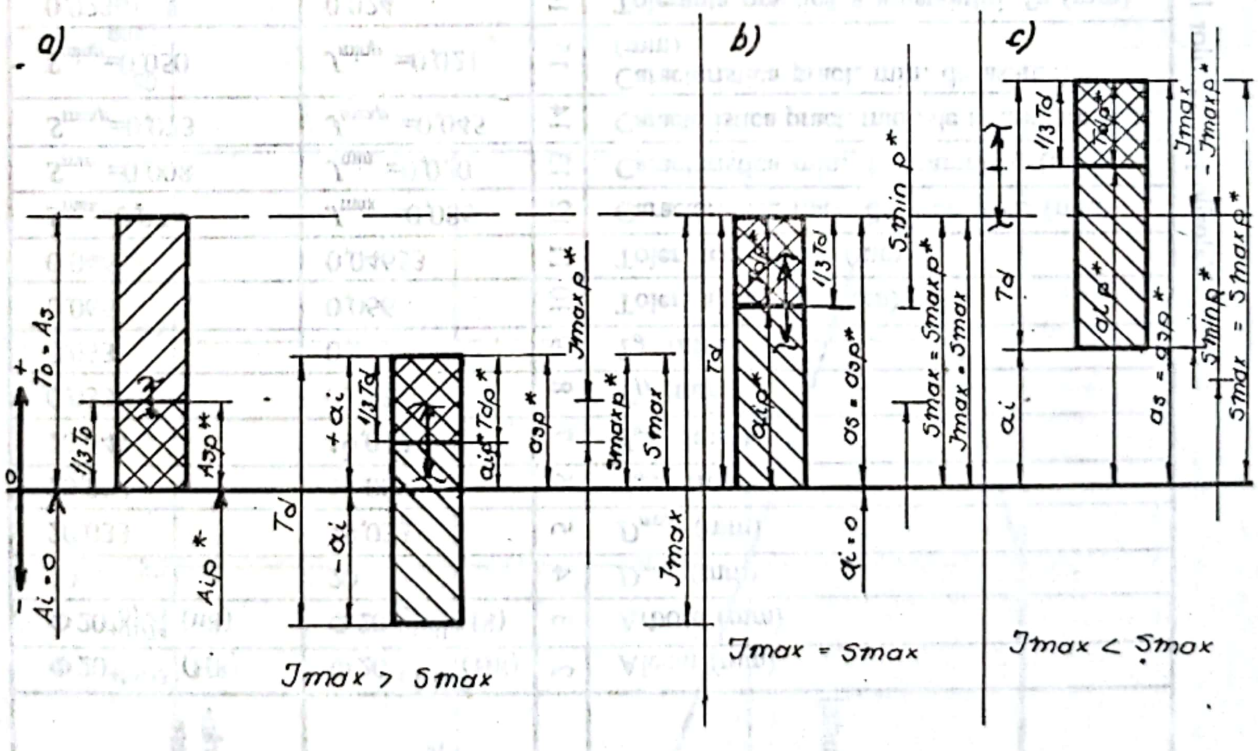


Fig. 1.90. Câmpurile de toleranţă ale unor ajustaje intermediare, la prelucrarea prin reglare manuală (m).

de ajustaje intermediare. Aici rezultă apariţia a trei efecte, primele două ca şi în cazul ajustajelor cu joc şi cu strângere:

a. Micşorarea considerabilă a câmpului de toleranţă practic;

b. Migraţia ajustajelor către strângere;

c. În cazurile în care diferenţa între T_{ajs} şi T_{ps} este mare ajustajele se autoplasează în zona ajustajelor cu strângere exclusivă, adică se transformă în ajustaje cu strângere. Toate cele trei efecte formează obiectul de tratare a unor corecţii (vezi cap. 3).

Cele trei cazuri studiate au fost discutate pentru situaţiile extreme, şi cea medie a valorilor caracteristicilor de asamblare maxime:

$J_{max} > S_{max}$ (fig. 1.91 a), la care datorită prelucrării prin reglare manuală (considerând abaterile şi toleranţele standard: $T_{DSI}=1/3T_D$; $T_{dSI}=1/3T_d$), se observă o migraţie accentuată spre strângere. Astfel strângerea maximă devine mai mare decât jocul maxim ($S_{max} > J_{max}$), fapt care contravine preceptului iniţial impus prin proiectare.

– În cazul al doilea (fig. 1.91 b), $J_{max}=S_{max}$, datorită aceluiaşi fenomen determinat de specificul prelucrării prin reglare manuală, migraţia ajustajului s-a comis astfel încât J_{max} devine negativ ($J_{max}=-S_{min}$), ajustajul plasându-se în totalitate în grupa cu strângere.

– În cazul al treilea (fig. 1.91 c), la care condiţia iniţială era: $S_{max} > J_{max}$, plasarea în domeniul exclusiv al ajustajelor cu strângere este şi mai evidentă.

Referitor la însemnul generic (*), la valorile caracteristicilor (toleranţe şi abateri) precum şi la mărimile cuprinse sub cifrele ②...⑥, rămân valabile relaţiile de la 1.1.97, 1.1.99,

$$J_{maxp}^*=A_{sp}^*- a_{ip}^*;\ S_{maxp}^*=a_{sp}^* - A_{ip}^*. \qquad (1.1.133)$$

1.1.7.2.3.2. Valorile succesiunii regresive ale câmpurilor de toleranţă

① $T_{aj.J/S}=J_{max}+S_{max}=T_D+T_d$,

② $T_{tp\ J\,/S} = \sqrt{T_D^2+T_d^2}$,

③ $T_{STJ/S}=1/3T_D+1/3T_d$,

④ $T_{STtp\ J\,/S} = \sqrt{\left(\frac{T_D}{3}\right)^2+\left(\frac{T_d}{3}\right)^2}$,

⑤ $T_{pposJ/S}=J_{maxppos}+S_{maxppos}$,

⑥ $T_{pJ/S}=J_{maxp}+S_{maxp}$.

Valorile①...④, se calculează teoretic, din toleranţele pieselor T_D şi T_d. Pentru valorile ⑤ respectiv ⑥, se va proceda prin a măsura piesă cu piesă, urmând ca rezultatele să fie aranjate într-un tabel (tabelul 1.34), care va avea o coloană în plus faţă de tab. 1.6 şi 1.12.1.

În coloana 1, vor figura abaterile efective de alezaj (A_E), în coloana a 2-a vor figura abaterile efective de arbori (a_E), în coloana a 3-a apar valorile jocurilor practice, (J_p), mărimi > 0, în cazul în care $A_E > a_E$, în coloana a 4-a apar valorile strângerilor practice (S_p), mărimi > 0, în cazul în care $A_E < a_E$. Apare clar modul

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.34

Valorile efective ale parametrilor ajustajului

Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	Caract. de asamblare	
			J (µm)	S (µm)
0	1	2	3	4
1	+8	−6	14	–
2	+9	+12	–	3
.	etc.	etc.	etc.	etc.
.	Max.=A_{Emax}	$J_{maxppos}$ → min.=a_{Emin}	Max.=J_{maxp}	Max.=S_{maxp}
.		Max.=a_{Emax} → $S_{maxppos}$		
.	min.=A_{Emin}			
n				

de determinare al valorilor de sub punctul ⑤, la care prin împerechere preferenţială se determină: $J_{maxppos}$ din diferenţa dintre A_{Emax} (valoarea maximă din coloana 1, pentru experimentul respectiv) şi a_{Emin} (valoarea minimă din coloana 2, pentru experimentul respectiv).

Deci $J_{maxppos}=A_{Emax}-a_{Emin}$,

la fel procedându-se şi pentru determinarea,

$S_{maxppos}=a_{Emax}-A_{Emin}$;

⑤ $T_{pposJ/S}=J_{maxppos}+S_{maxppos}$;

Valoarea de sub punctul ⑥ :

⑥ $T_{pJ/S}=J_{maxp}$ (coloana 3)$+S_{maxp}$ (coloana 4)

Din mărimile calculate la punctele ① ... ⑥ rezultă inegalităţile:

$T_{J/S}>T_{tpJ/S}>T_{STJ/S}>T_{STtpJ/S}>T_{pposJ/S}>T_{pJ/S}$.

① ② ③ ④ ⑤ ⑥

1.1.7.2.3.3. Valorile coeficienţilor de regresie ale mărimii câmpurilor de toleranţă şi de progresie a preciziei de prelucrare

– coeficientul de regresie (K_r) al mărimii câmpului de toleranţă a ajustajului:

$$K_r=\frac{T_{pJ/S}}{T_{ajJ/P}}, \qquad (1.1.134)$$

– coeficientul de progresie (K_p) al preciziei de prelucrare:

$$K_p=\frac{1}{K_r}=\frac{T_{ajJ/S}}{T_{pJ/S}}, \qquad (1.1.135)$$

Scanned with OKEN Scanner

– coeficienţii de regresie „imediaţi". Vezi formulele (1.1.101) cu diferenţa că ajustajul nu este cu strângere (S), ci cu joc şi cu strângere (J/S)

– valorile absolute ale variaţiei câmpurilor de toleranţă:

$$\Delta T_{J/S}\ ①\rightarrow②\ \ldots\ \Delta T_{J/S}\ ⑤\rightarrow⑥\ . \qquad (1.1.136)$$

1.1.7.2.3.4. Schema de variaţie regresivă a câmpurilor de toleranţă de la ① la ⑥

În fig. 1.91. (a, b, c) sunt reprezentate câmpurile de toleranţă, în schemă de principiu (fără valori specificate) în condiţiile de diagramă cu specificaţii literale simbolice ale parametrilor în cauză.

1.1.7.2.3.5. Diagramele de distribuţie ale jocurilor şi ale strângerilor

În fig. 1.92 sunt reprezentate curbele de distribuţie ale jocurilor şi ale strângerilor, în cele şase ipostaze în care se situează câmpul de toleranţă al ajustajelor.

Ca şi în cazurile redate la par. 1.1.7.2.1.5 şi par. 1.1.7.2.2.5, şi în cazul acesta curbele se extind în ordonantă (atât sub aspectul valoric, cât şi sub cel al formei lor), fără referinţă cantitativă asupra frecvenţei „n" a mărimilor întâmplătoare studiate, respectiv al numărului de jocuri şi strângeri aferente unui anumit interval în abscisă.

Ca şi în cazurile precedente, şi aici, iniţial dintr-o prognoză logică, ca în continuare să se facă dovada confirmării acestora prin experimente din practica industrială, din care se constată o alură particulară a distribuţiei la curbele ⑤ şi mai ales ⑥. Maximumul acestor curbe se deplasează spre caracteristica de strângere.

1.1.7.2.3.6. Exemplu de calcul numeric

Din proiectare (vezi cap. 3) rezultă ajustajul $\varnothing 20^{H7}/_{m7}$. Din TAB. B rezultă abaterile:

A_i=0; A_S=+21 μm; a_i=+8 μm; a_s=+29 μm.

În urma prelucrării pieselor (prin metoda reglării manuale ⓜ a maşinilor unelte) se obţin următoarele valori (după alcătuirea tabelului).

A_{Emax}=5 μm; A_{Emin}=1 μm; T_{DE}=4 μm;

a_{Emax}=28μm; a_{Emin}=23μm; T_{dE}=5μm,

iar:

S_{max}=27 μm; S_{min}=18 μm

Iniţial din proiectare:

$S_{max}=a_s-A_i=29-0=29$ μm

$J_{max}=A_s-a_i=21-8=13$ μm

① $T_{ajJ/S}=J_{max}+S_{max}=T_D+T_d=(21-8)+29=13+29=42=21+21=42$ μm,

② $T_{tpJ/S}=\sqrt{T_D^2+T_d^2}=\sqrt{21^2+21^2}=\sqrt{882}=30\mu m$,

③ $T_{STJ/S}=1/3T_D+1/3T_d=7+7=14$ μm,

Scanned with OKEN Scanner

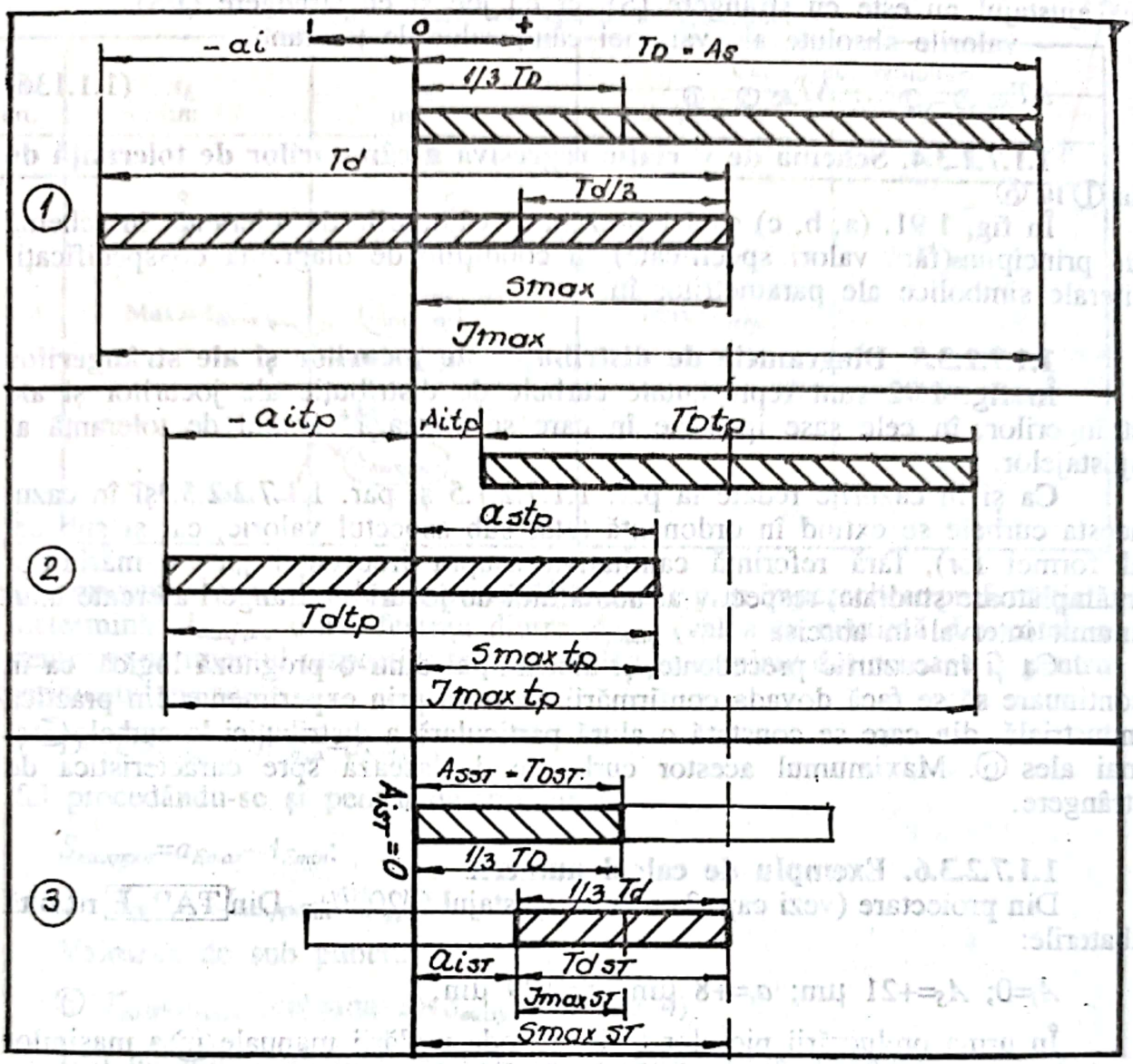


Fig. 1.91. a. Succesiunea regresivă a valorilor câmpurilor de toleranţă ale unui

④ $T_{STipJ\ IS} = \sqrt{\left(\frac{T_D}{3}\right)^2 + \left(\frac{T_d}{3}\right)^2} = \sqrt{49+49} = 10\mu m,$

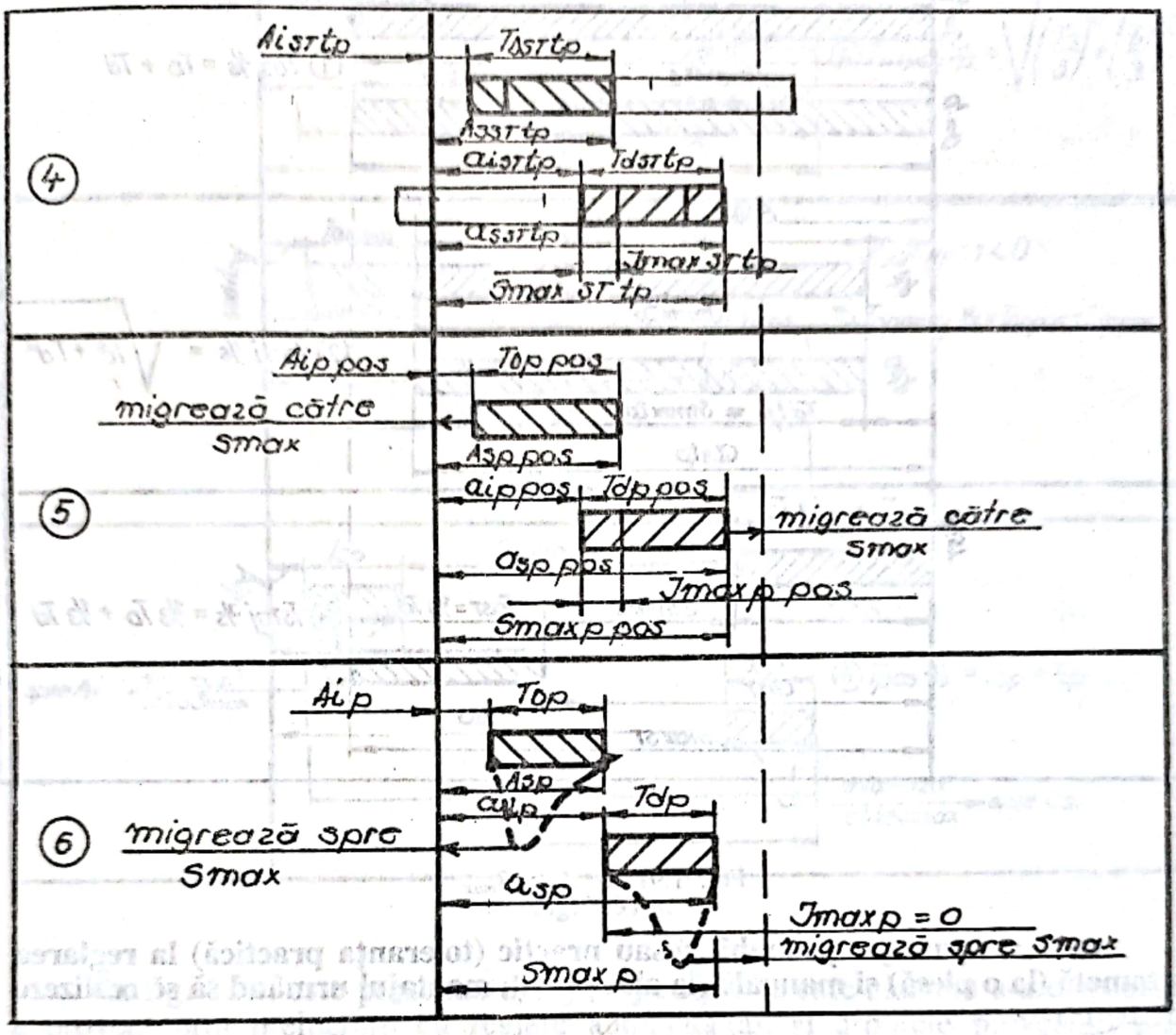
⑤ $T_{ppos}=S_{maxppos}+J_{maxppos}=(28-1)+(5-23);$

dar: $(5-23)=-18=+J_{maxppos}=-S_{minppos}$,

$S_{minppos}=18$ μm; $T_{ppos}=S_{maxppos}-S_{minppos}=27-18=9$ μm,

⑥ $T_{pJ/S}=S_{max}-S_{min}=25-17=8$ μm.

Scanned with OKEN Scanner



ajustaj intermediar în cele şase ipostaze ale toleranţelor J şi S. a) $J_{max} > S_{max}$

①	②	③	④	⑤	⑥
$T_{ajJ/S}$	$T_{tpJ/S}$	$T_{STJ/S}$	$T_{STtpJ/S}$	$T_{pposJ/S}$	$T_{pJ/S}$
42	30	14	10	9	8.

Abaterile se calculează conform relaţiilor 1.1.99.

În figura 1.93 sunt reprezentate curbele de distribuţie ale toleranţelor de la punctele ① ... ⑥.

Scanned with OKEN Scanner

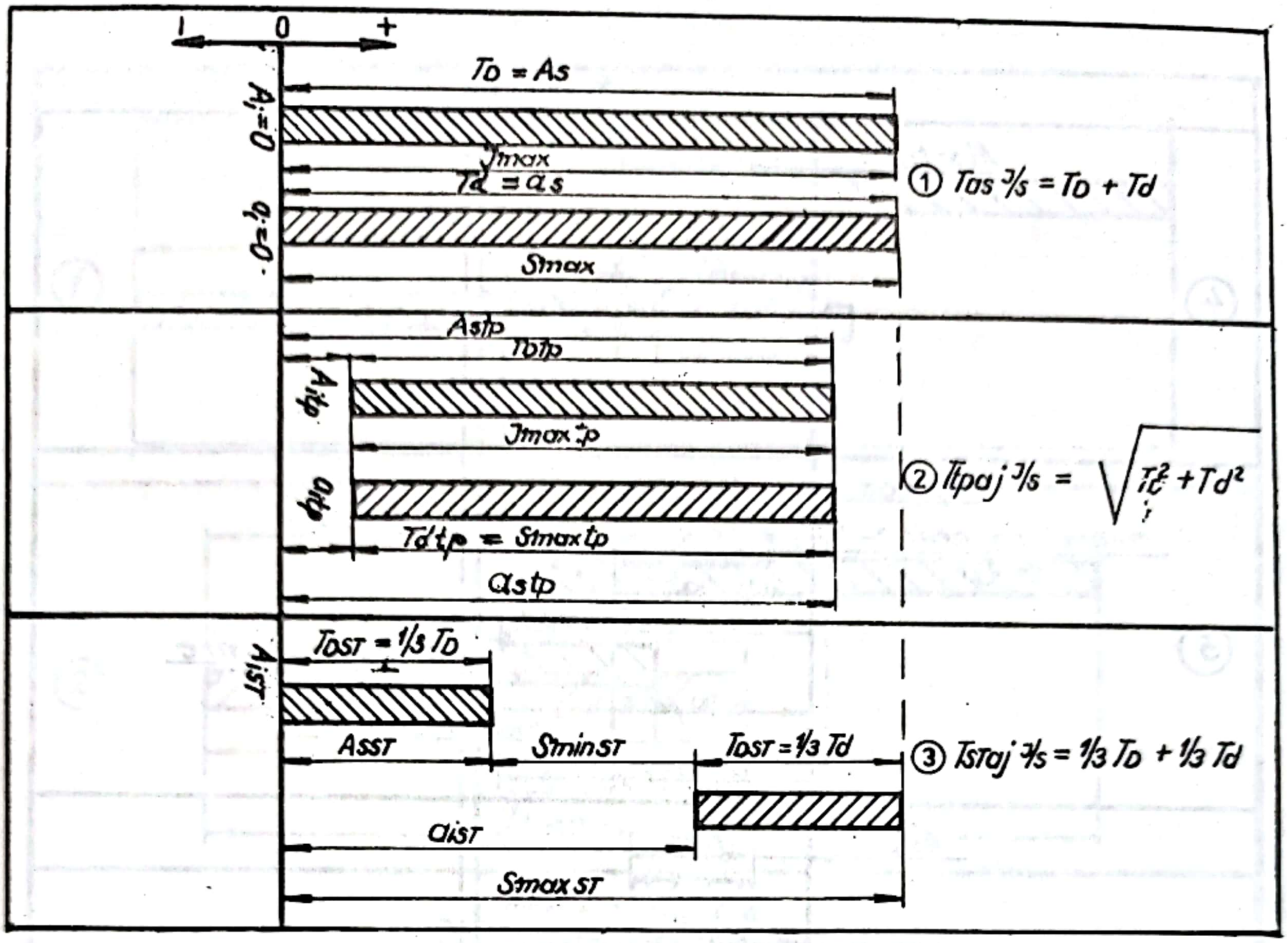


Fig. 1.91. b. $J_{max}=S_{max}$

1.1.7.3. Ajustajul probabil şi/sau practic (toleranţa practică) la reglarea automată (la o piesă) şi manuală (la altă piesă), montajul urmând să se realizeze mixt (mx)

1.1.7.3.1. Ajustajele probabile (practice) la asamblările cu joc (montaj mixt (mx))

1.1.7.3.1.1. Aserţiuni preliminarii

În cap. 1.1.7.1 şi 1.1.7.2, au fost tratate subiectele legate de prelucrările pieselor prin reglare automată (a) şi manuală (m). În tehnica edificării în construcţia de maşini sunt foarte dese cazurile în care o piesă se prelucrează prin reglare automată şi cealaltă prin reglare manuală. (Este şi cazul montării inelului interior al rulmentului, prelucrat automat, pe un arbore prelucrat manual). Ia naştere prin montaj un ajustaj mixt. Toate referirile de la capitolele precedente (1.1.7.1 şi 1.1.7.2) sunt valabile pentru fiecare piesă din montajul mixt, bineînţeles cu referire la modul în care a fost prelucrată. Astfel, piesa considerată prin prelucrare cu reglare automată, se supune tuturor regulilor de la cap. 1.1.7.1, iar piesa considerată a fi prelucrată prin reglare manuală va răspunde condiţiilor stabilite la cap. 1.1.7.2. Trebuie de la început făcută specificaţia conform căreia este indiferentă metoda de prelucrare atribuită pieselor (alezaj (a) + arbore (m) sau alezaj (m) + arbore (a)).

Scanned with OKEN Scanner

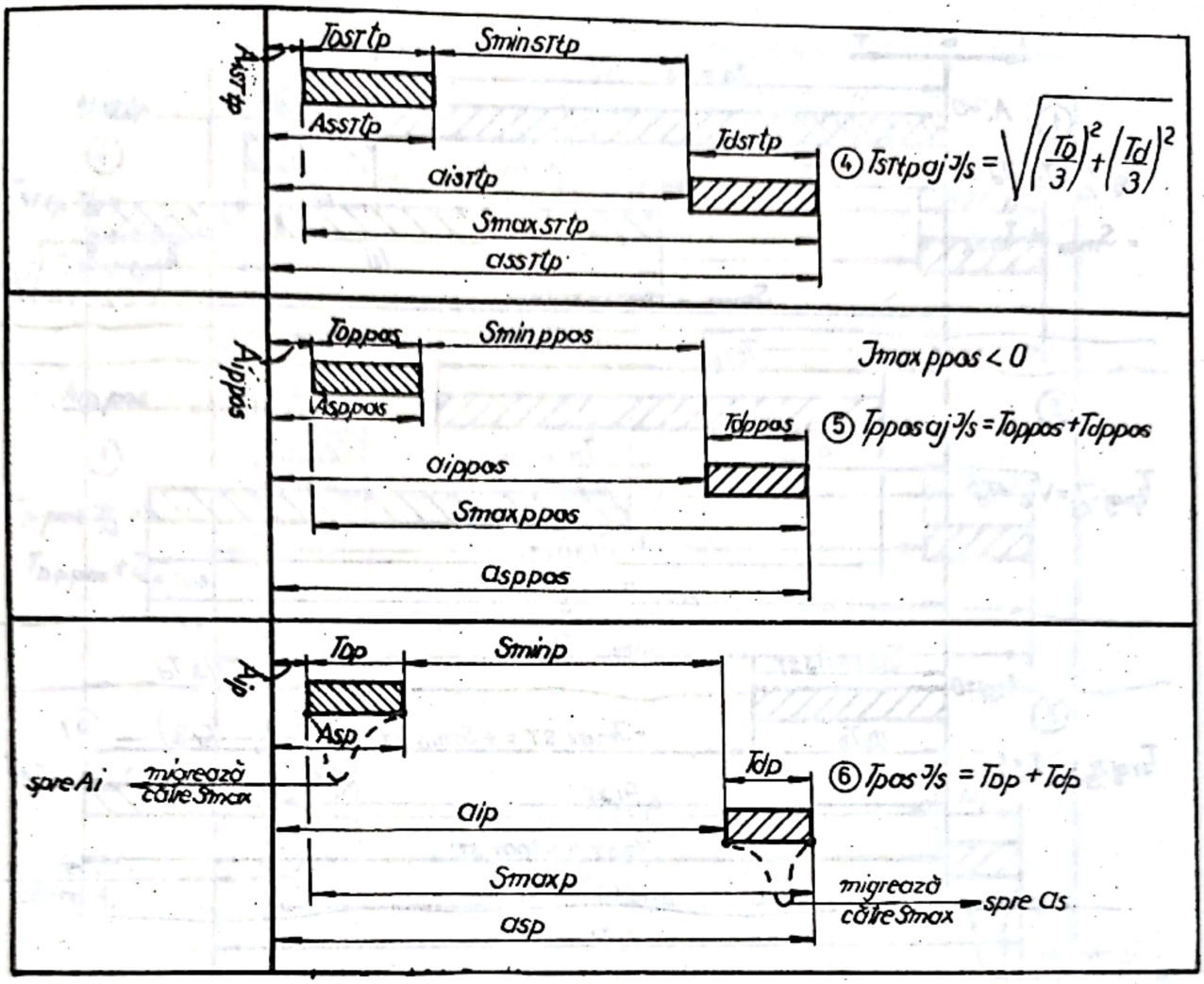


Fig. 1.91.b.

În fig. 1.94. este prezentat un ajustaj cu joc la care alezajul s-a considerat a proveni prin prelucrare cu reglare automată ⓐ, şi arborele provenind prin prelucrare cu reglare manuală ⓜ . Domeniile de frecvenţă maximă ale repartiţiei dimensiunilor efective, apar ca zone dublu haşurate. Valorile caracteristicilor vor fi:

$$T_{Dp}^{*}=A_{sp}^{*}-A_{ip}^{*};\quad T_{dp}^{*}=a_{sp}^{*}-a_{ip}^{*}, \tag{1.1.137}$$

$$J_{maxp}^{*}=A_{sp}^{*}-a_{ip}^{*};\quad J_{minp}^{*}=A_{ip}^{*}-a_{sp}^{*}, \tag{1.1.138}$$

$$A_{sp}^{*}=A_s-1/2(T_D-T_{Dp}^{*});\quad A_{ip}^{*}=A_i+1/2(T_D-T_{Dp}^{*}),$$

$$a_{sp}^{*}=a_s-1/2T_{dST}+1/2T_{dp}^{*},$$

$$a_{ip}^{*}=a_i-5/6T_d-1/2T_{dp}^{*}. \tag{1.1.139}$$

Ca şi în cazurile precedente, în relaţiile de mai sus, notaţia „p*“ se referă la valori specifice următoarelor succesiuni de mărimi:

② t_p (valoare „teoretică probabilă“)

③ ST (mărimea „standard“)

Scanned with OKEN Scanner

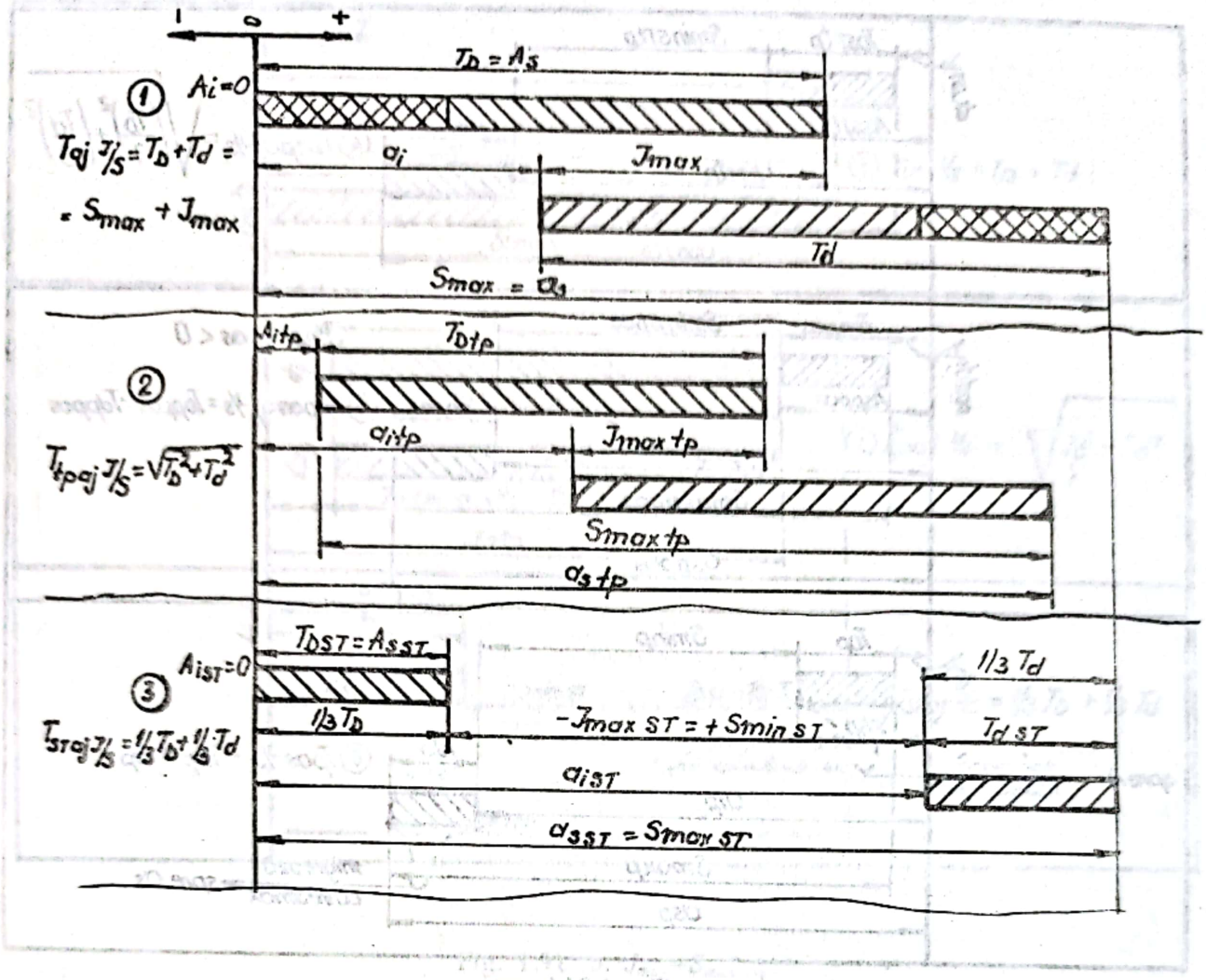


Fig. 1.91. c. $J_{max}<S_{max}$

④ STtp (mărimea „standard teoretică probabilă")

⑤ ppos (valoarea „practic posibilă")

⑥ p (valoarea „practică")

1.1.7.3.1.2. Valoarea succesiunii regresive a câmpurilor de toleranţă

① $T_{ajf}=T_f=J_{max}-J_{min}=T_D+T_d$,

② $T_{tpj}=\sqrt{T_D^2+T_d^2}$,

③ $T_{(tp+ST)j}=T_{Dtp}+T_{dST}=\frac{\sqrt{T_D^2+T_d^2}}{2}+\frac{1}{3}T_d$,

Scanned with OKEN Scanner

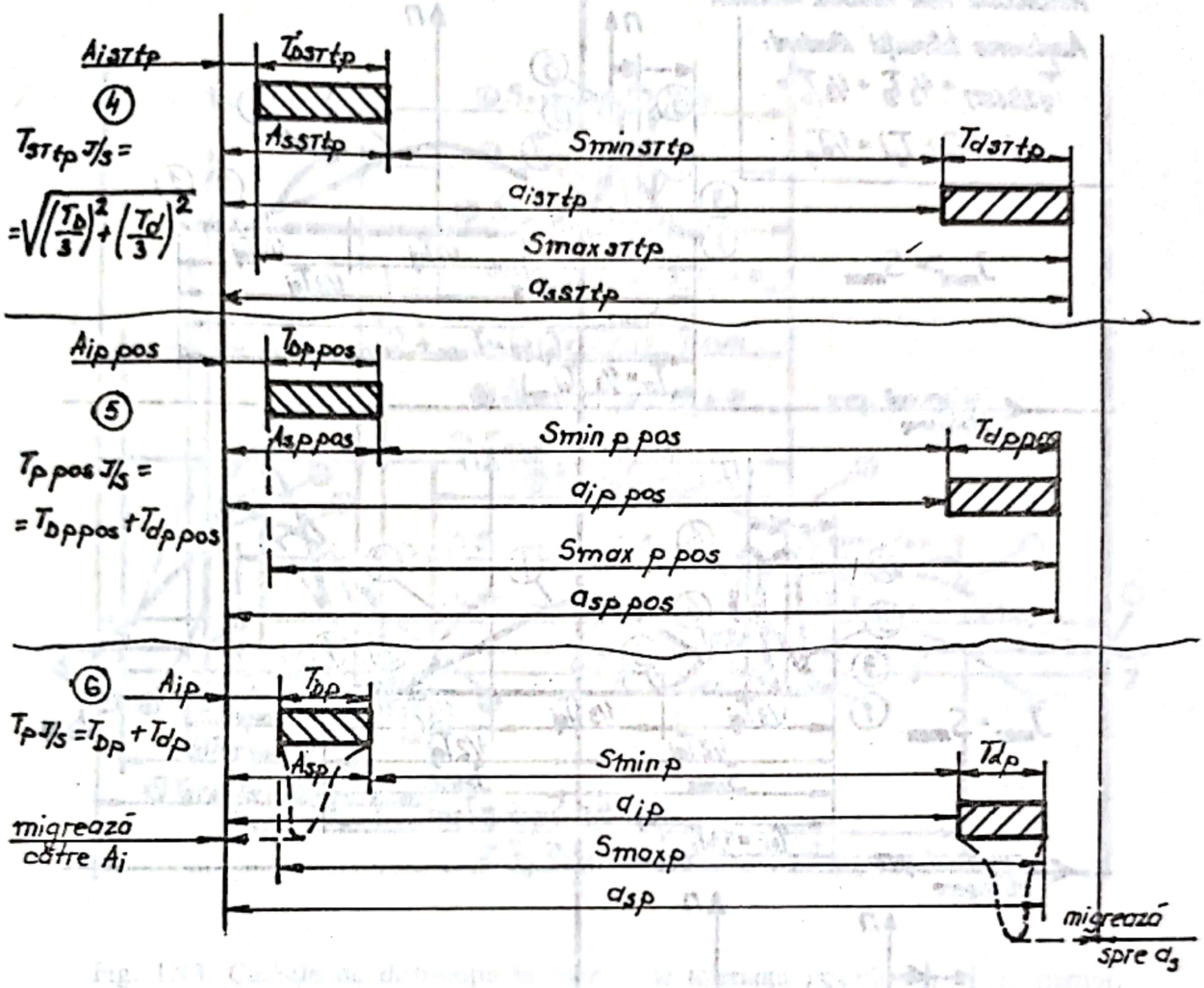


Fig. 1.91. c.

④ $$T_{(tp+STtp)j} = T_{Dtp} + T_{dSTtp} = \frac{\sqrt{T_D^2 + T_D^2}}{2} + \frac{\sqrt{\left(\frac{T_d}{3}\right)^2 + \left(\frac{T_d}{3}\right)^2}}{2},$$

⑤ $T_{pposj} = T_{Dppos} + T_{dppos} = J_{maxppos} - J_{minppos}$,

⑥ $T_{pj} = T_{Dp} + T_{dp} = J_{maxp} - J_{minp}$.

Pentru stabilirea celor două valori „practice“ de la punctele ⑤ și ⑥ , se alcătuiește tabelul 1.35.

Ca și în cazurile anterioare se vor determina mărimile de sub punctele ⑤ și ⑥ . Se va marca și aici cascada de inegalități:

$$T_j > T_{tpj} > T_{(tp+TST)j} > T_{(tp+TSTtp)j} > T_{pposj} > T_{pj}.$$

Scanned with OKEN Scanner

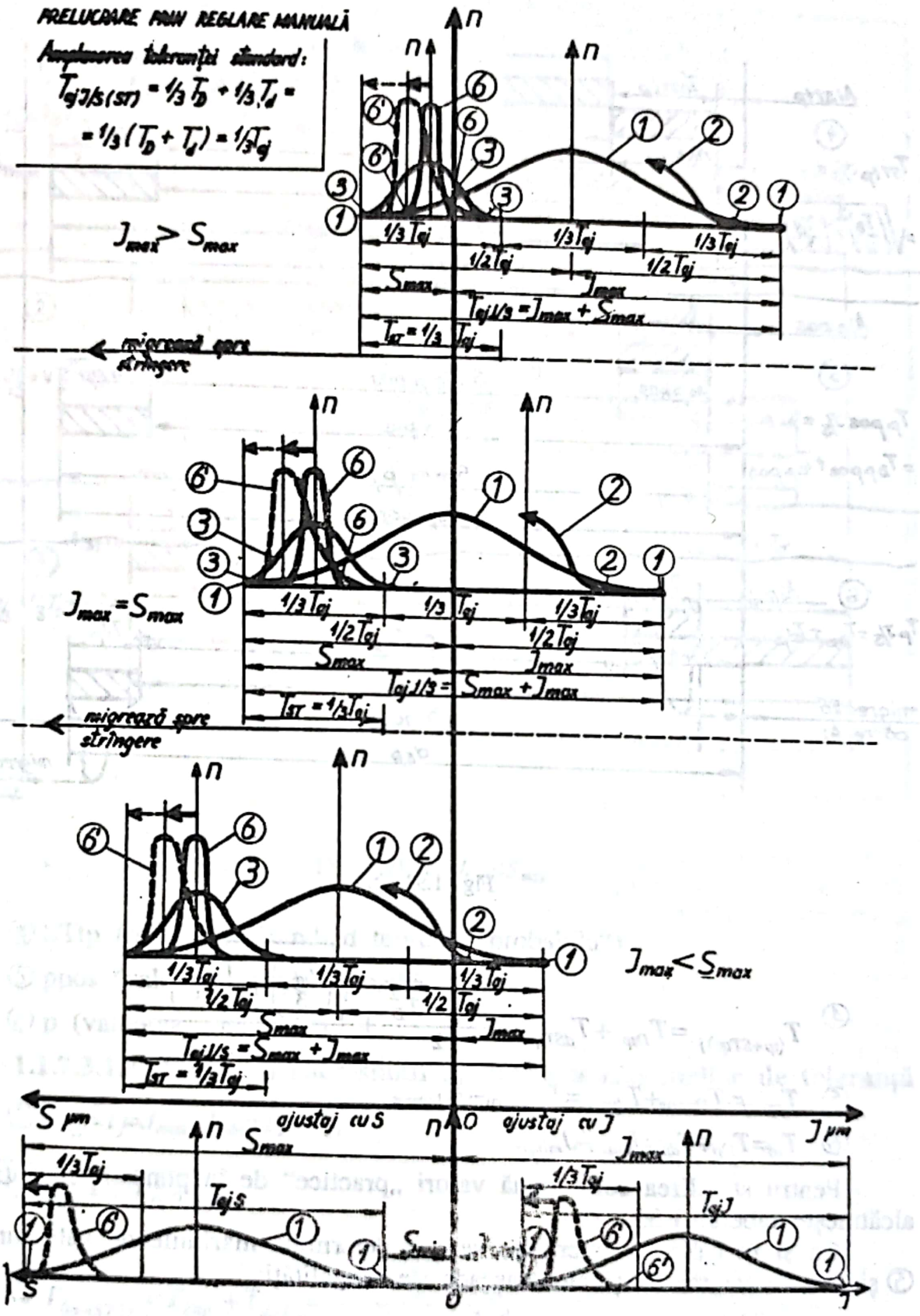


Fig. 1.92. Curbele de distribuție ale jocurilor și strângerilor.

Scanned with OKEN Scanner

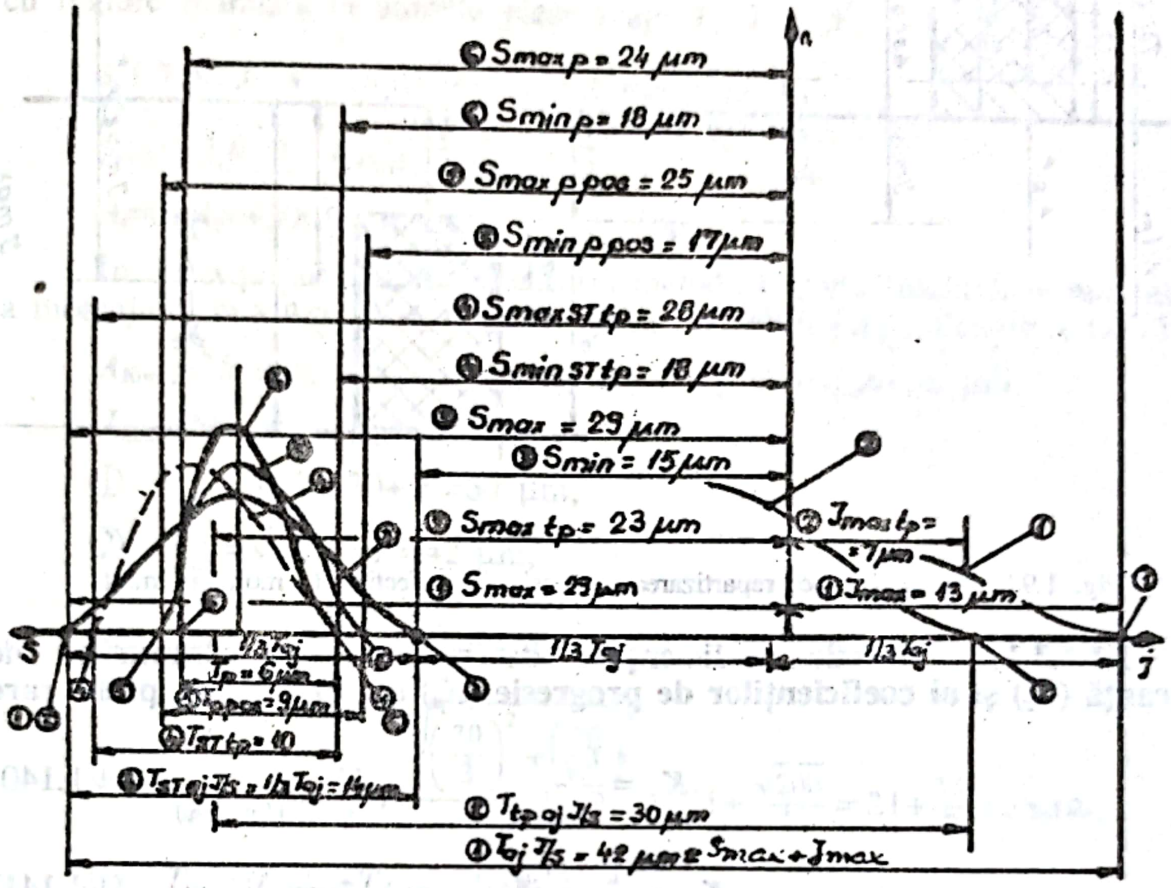


Fig. 1.93. Curbele de distribuţie în funcţie de toleranţa jocurilor şi a strângerilor.

Tabelul 1.35

Valorile efective ale parametrilor ajustajului

Nr. crt.	A_E μm	a_E μm	J_E μm
1	A_{Emax}	$J_{maxppos}$	J_{maxp} 56
.	+25	a_{Emin}	
.		−38	$T_{pj}=J_{maxp}-J_{minp}$
.	$J_{minppos}$	a_{Emax}	
.		−32	
n	A_{Emin} +5		J_{minp} 32

Scanned with OKEN Scanner

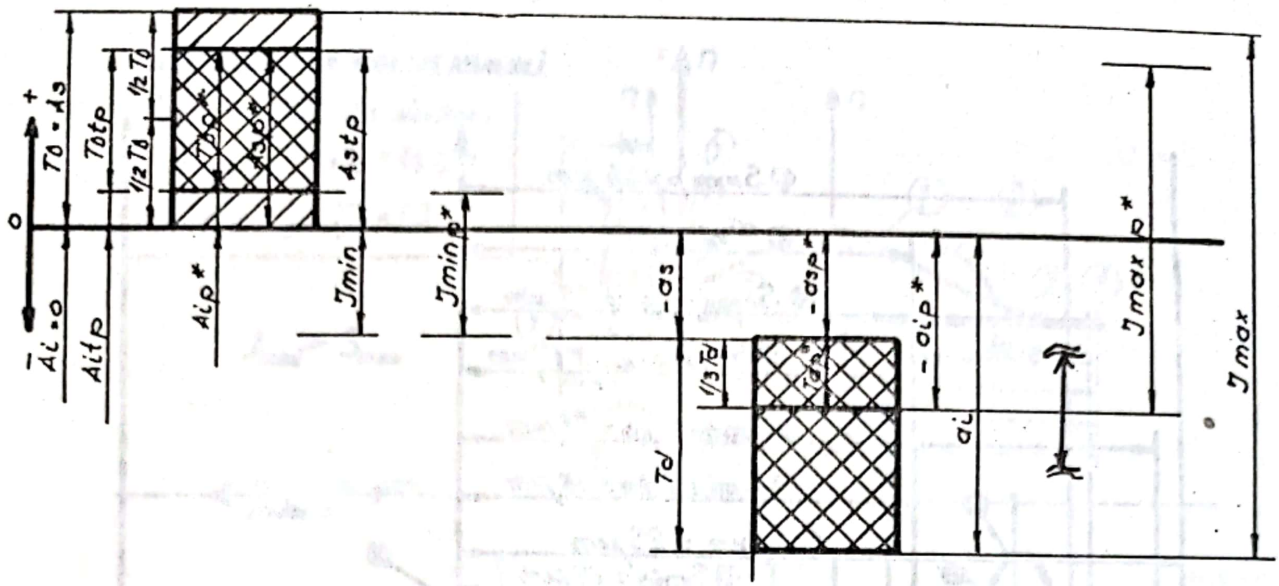


Fig. 1.94. Ajustaj cu joc; repartizarea dimensiunilor efective la montajul mixt.

1.1.7.3.1.3. Valorile coeficienţilor de regresie ale câmpurilor de toleranţă (K_r) şi ai coeficienţilor de progresie (K_p) ai preciziei de prelucrare

$$K_r = \frac{T_{pj}}{T_{ajj}}, \tag{1.1.140}$$

$$K_p = \frac{1}{K_r} = \frac{T_{ajj}}{T_{pj}}, \tag{1.1.141}$$

– coeficienţii de progresie (imediaţi):

$$K_{p①\to②} = \frac{1}{K_{r①\to②}} \cdots\cdots\cdots K_{p⑤\to⑥} = \frac{1}{K_{r⑤\to⑥}},$$

şi valorile absolute ale variaţiei câmpurilor de toleranţă:

$$\Delta T_{j①\to②} \cdots \Delta T_{j⑤\to⑥}. \tag{1.1.142}$$

1.1.7.3.1.4. Schema de variaţie regresivă a câmpurilor de toleranţă de la ① la ⑥.

În fig. 1.95 sunt reprezentate câmpurile de toleranţă ale celor două piese prelucrate: (ⓐ alezajul şi ⓜ arborele). Schema nu posedă valori specifice analitic, acestea apărând ca simboluri literale în cele şase ipostaze considerate.

1.1.7.3.1.5. Diagramele de distribuţie ale jocurilor

În fig. 1.96, sunt reprezentate curbele de distribuţie ale jocurilor, în cele şase ipostaze în care se situează câmpurile de toleranţă ale ajustajelor. Ca şi

în cazurile precedente, curbele nu posedă indicaţii valorice în ordonată; în exemplul de faţă, nu sunt valori pentru frecvenţa „n". Şi aici apare o deviere a curbelor ⑤ şi ⑥, cu o rezultantă mai puţin amplă faţă de exemplul prelucrării cu reglare manuală la ambele piese (cap. 1.1.7.2.1.5).

1.1.7.3.1.6. Exemplu de calcul numeric

Din proiectare, (vezi cap. 3), rezultă ajustajul $\varnothing 70^{H7}/_{f7}$.

Din TAB. B rezultă abaterile:

A_i=0; A_s=+30μm; a_s=–30μm; a_i=–60μm.

În urma prelucrării pieselor (prin metoda reglării automate + manuale) şi a montajului mixt (mx) se obţin următoarele valori (după alcătuirea tab. 1.35):

A_{Emax}=25 μm; A_{Emin}=5 μm; a_{Emax}=–32 μm; a_{Emin}=–38 μm,

J_{maxp}=56 μm; J_{minp}=32 μm.

① $T_{ajj}=T_D+T_d=30+30=60$ μm,

② $T_{tpj}=\sqrt{30^2+30^2}=42$ μm,

③ $T_{(tp+STtp)j}=\frac{42}{2}+1/3T_d=21+20=41$ μm,

④ $T_{(tp+STtp)j}=\frac{42}{2}+\frac{\sqrt{\left(\frac{30}{3}\right)^2+\left(\frac{30}{3}\right)^2}}{2}=21+\frac{\sqrt{200}}{2}=21+\frac{14}{2}=28$μm,

⑤ $T_{ppos}=T_{Dppos}+T_{dppos}=20+6=26$ μm,

⑥ $T_p=J_{maxp}-J_{minp}=24$ μm.

În relaţiile 1.1.99, au fost exemplificate formulele de calcul ale abaterilor în funcţie de condiţia teoretică şi prezumtivă a valorilor standard (T_{DST} şi T_{dST}), care în prezenta lucrare au fost apreciate la 1/3 T_D şi 1/3 T_d. Parametrii respectivi se calculează astfel în faza de proiectare, nefiind cunoscute abaterile efective realizate prin prelucrarea pieselor, măsurarea lor şi calculul probabilistic al rezultatelor. În faza de proiectare valorile considerate au un caracter preventiv acoperitor, în sensul aprecierii împrăştierii valorilor efectiv prezumtive, la valori mai mici decât cele ale unor situaţii concrete de prelucrare. Aici împrăştierea este alta, adesea mai mare (sau chiar mai mică, fenomenul neintervenind paradoxal). Situarea la o anumită valoare a împrăştierii, este rezultatul responsabilităţii virtuale a capacităţii economice de realizare a preciziei de prelucrare, a fiecărei întreprinderi în parte. Calculul aprioric a fost realizat considerând relaţiile:

$(A_{E1}...A_{En})=1/3\ A_s$; $(a_{E1}...a_{En})=1/3\ a_i$,

condiţia referitoare la remarca de mai sus, va putea realiza o împrăştiere întâmplătoare conformă cu relaţia:

$(A_{E1}...A_{En})\geqslant 1/3\ A_s$; $(a_{E1}...a_{En})\geqslant 1/3\ a_i$.

Scanned with OKEN Scanner

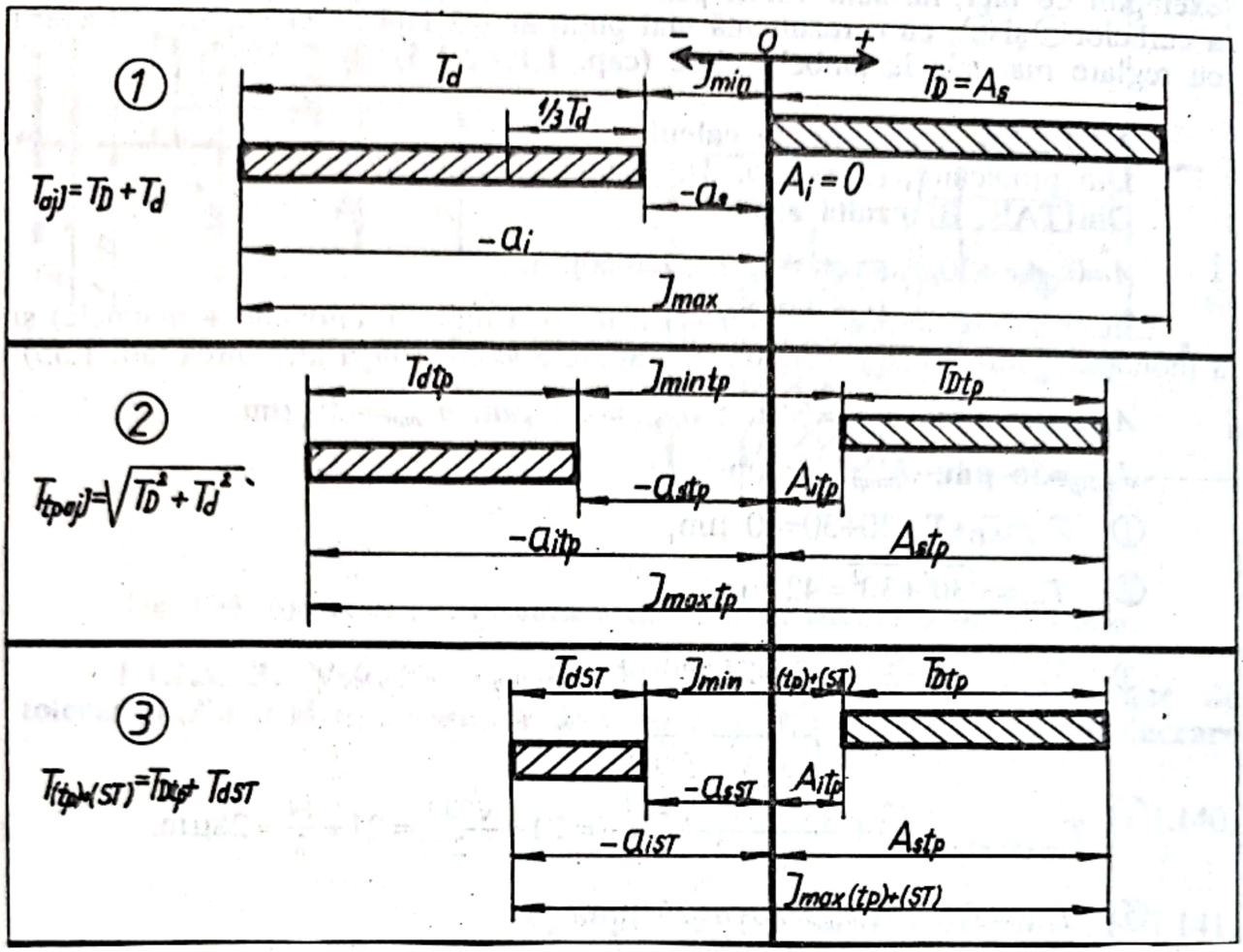


Fig.1.95. Succesiunea regresivă a valorilor câmpurilor de toleranţă ale unui ajustaj

când corecţiile aplicate vor fi interpretate elastic în baza dispersiilor concrete, stabilite în procesul de prelucrare probabilistică a rezultatelor.

Drept exemplu concret, în acest sens se va considera cazul în legătură cu care s-au luat în considerare mediile aritmetice ale curbelor de distribuţie concrete.

Astfel corecţia jocului mediu la prelucrare $J_{medk(p)}$ apare în două ipostaze:

a) În fază de proiectare:

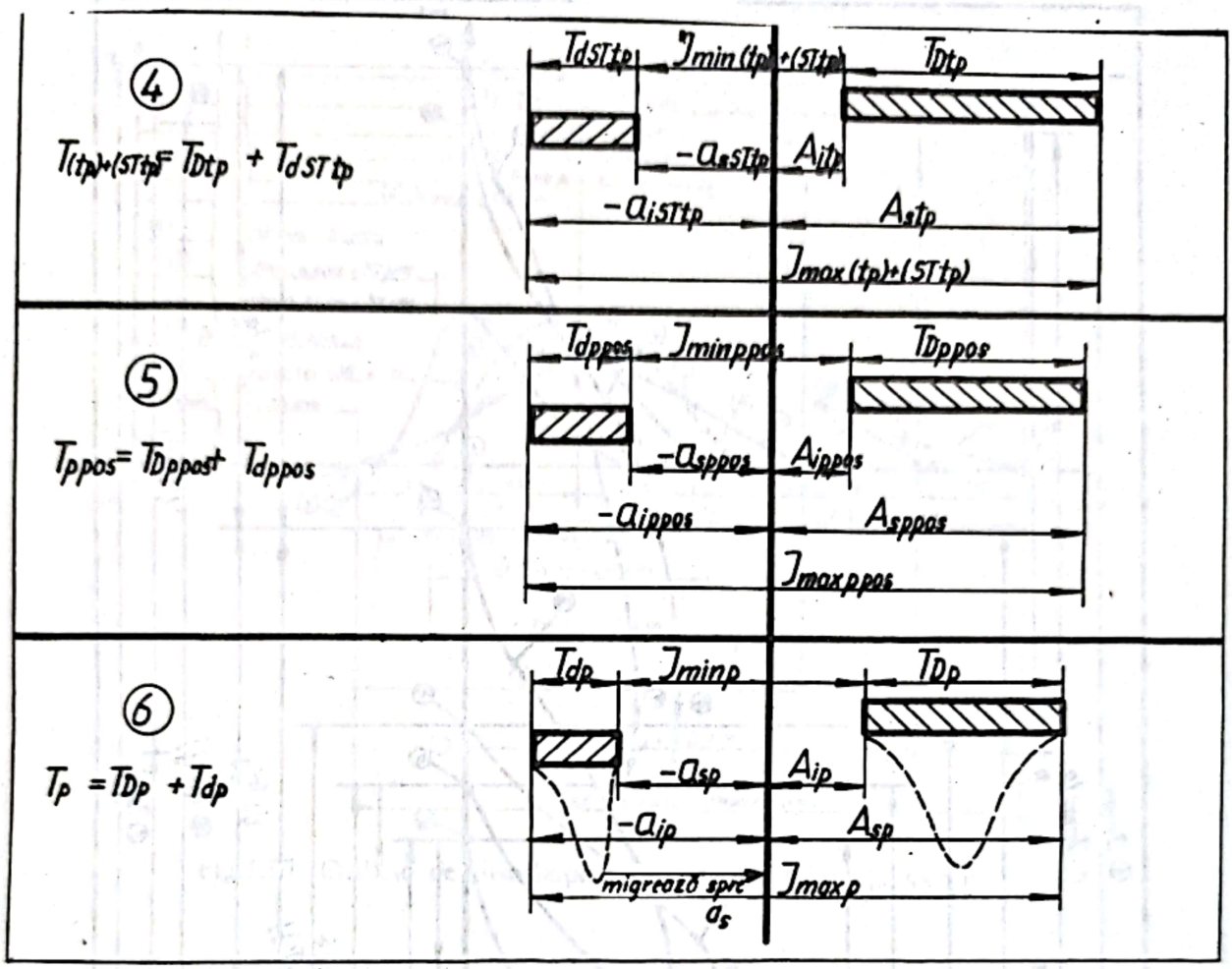
$\Delta J_{ST}=-1/3\ T_D-1/3\ T_d=-1/3\ T_{ajST}$, de unde jocul mediu corectat:

$J_{med(k)}=J_{med}-\Delta S_{ST}=106-(-1/3\ T_{ajST})=106+42=148\ \mu m$

b) În faza de producţie de serie după măsurarea pieselor şi prelucrarea datelor (fig.3.23.b):

$\Delta J_{concret}=-15-(+18{,}9)=33{,}9\ \mu m\approx 34\ \mu m$,

Scanned with OKEN Scanner



cu joc în cele şase ipostaze ale valorilor toleranţelor jocului (montaj (mx))

caz care impune o adaptare elastică a jocului mediu corectat pentru cazul concret:

⑥ $T_p = J_{maxp} - J_{minp} = 24$ µm.

Abaterile se calculează conform rel.1.1.99.

În fig. 1.97., sunt reprezentate curbele de distribuţie ale toleranţelor jocului de la punctele ① ... ⑥ calculate analitic.

1.1.7.3.2. Ajustajele probabile (practice) la asamblările cu strângere (montaj mixt (mx))

1.1.7.3.2.1. Aserţiuni preliminarii

Ca şi în cazul par. 1.1.7.3.1.1, referitor la ajustajele cu joc, şi în situaţia unui ajustaj cu strângere la care piesele sunt prelucrate automat (a) şi manual (m) montajul făcându-se mixt ((mx)), apare repartizarea preferenţială a dimensiunilor efective (fig.1.98).

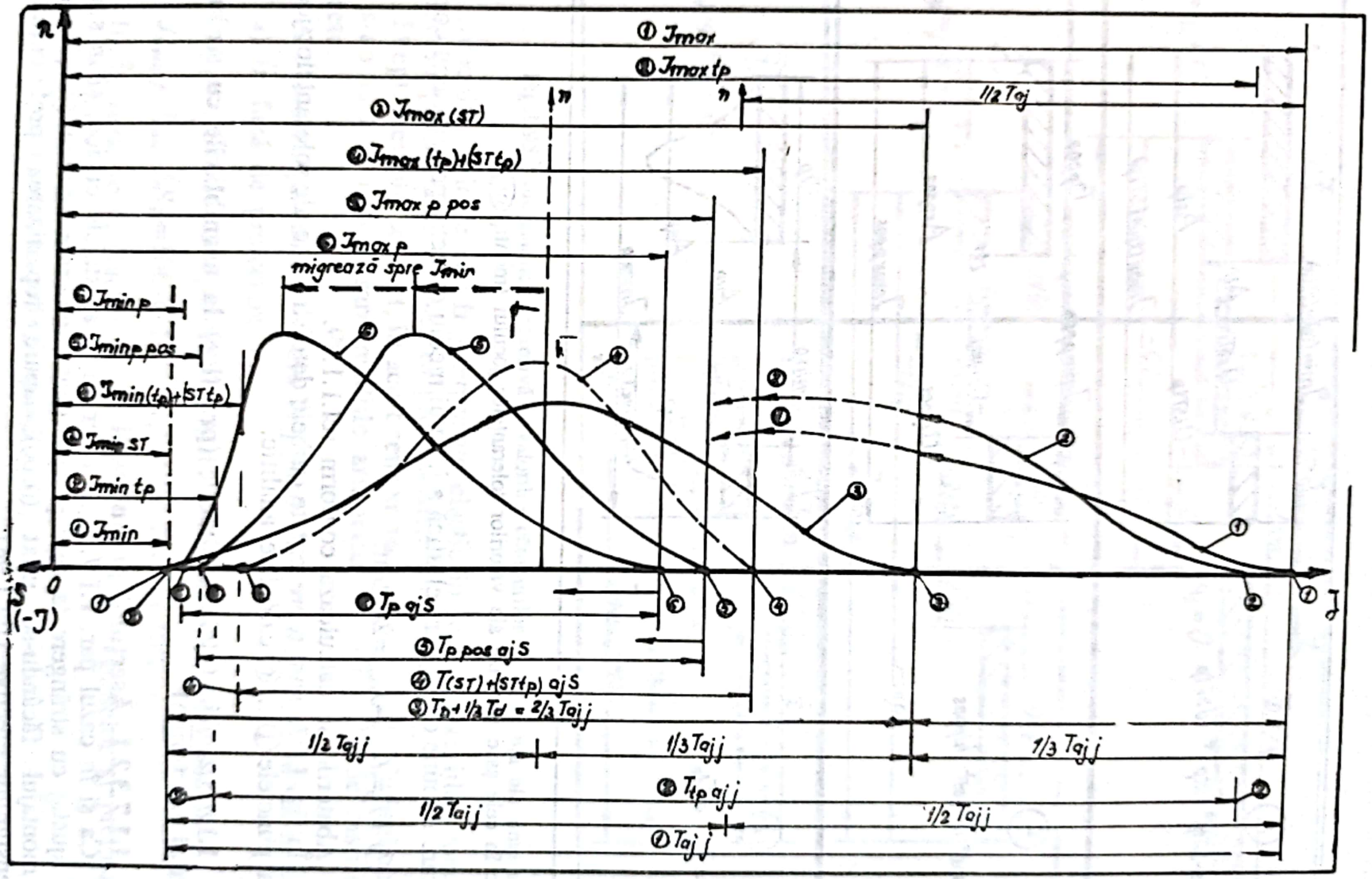


Fig.1.96. Curbele de distribuţie ale jocurilor.

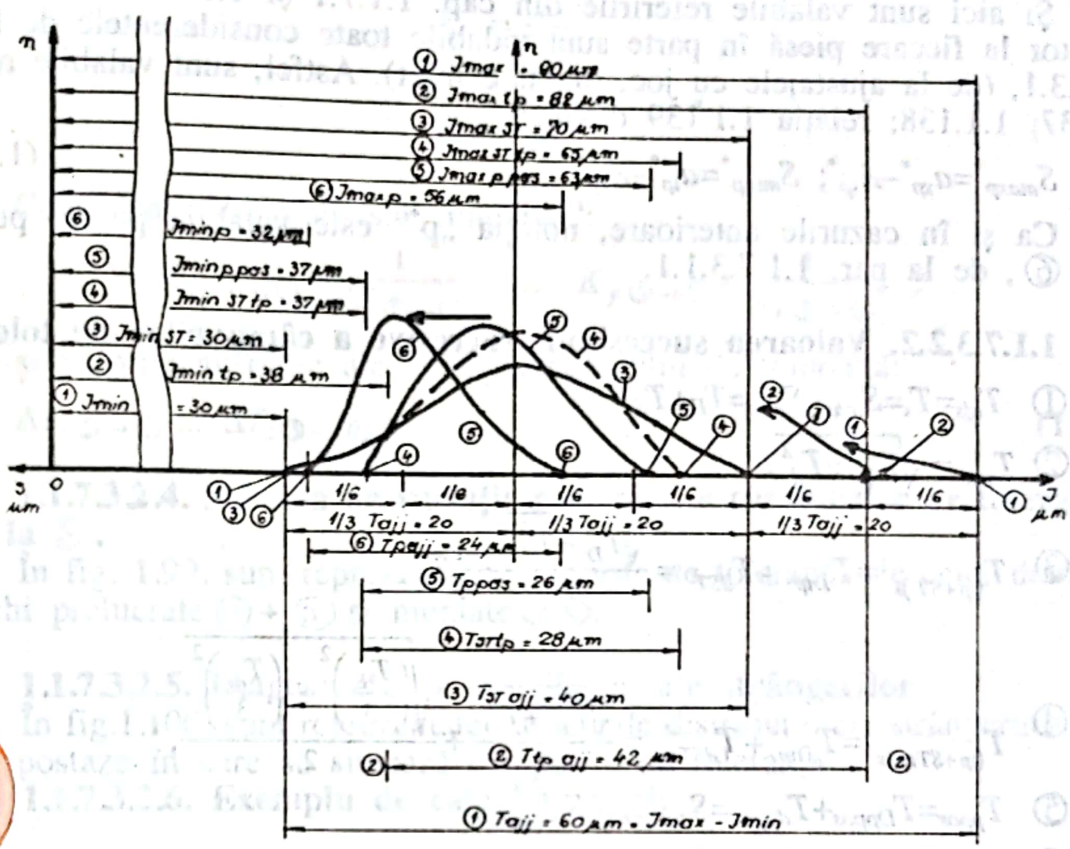


Fig.1.97. Curbele de distribuţie în funcţie de toleranţa jocului.

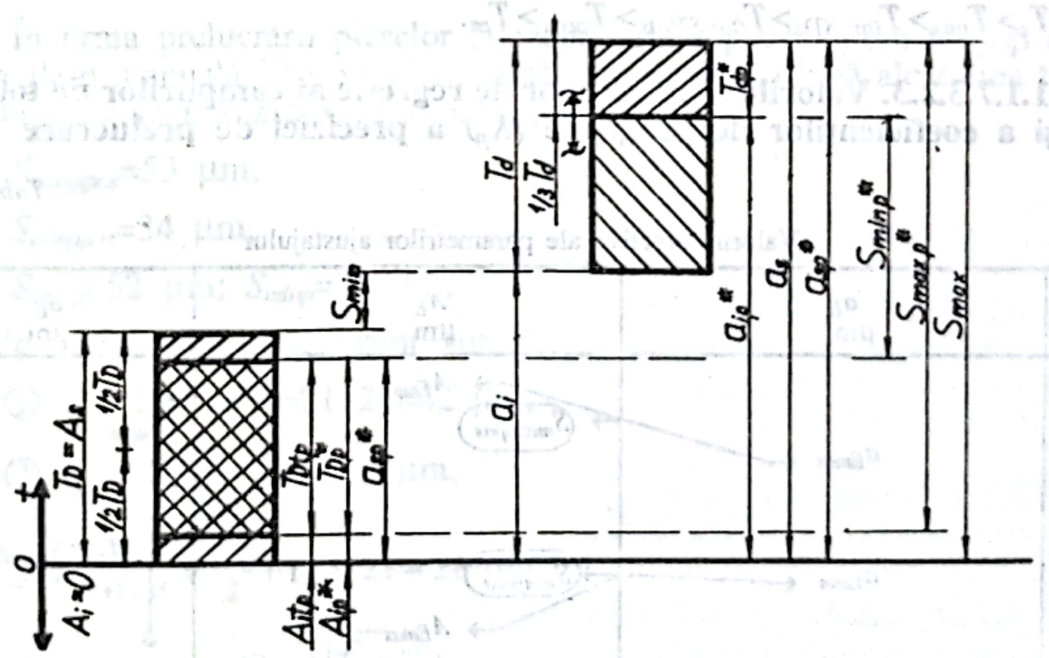


Fig.1.98. Ajustaj cu strângere; repartizarea dimensiunilor efective la montajul mixt.

Scanned with OKEN Scanner

Şi aici sunt valabile referirile din cap. 1.1.7.1 şi 1.1.7.2. De asemenea referitor la fiecare piesă în parte sunt valabile toate considerentele de la par. 1.1.7.3.1, (de la ajustajele cu joc, montate mixt). Astfel, sunt valabile relaţiile 1.1.137; 1.1.138; relaţia 1.1.139 devine:

$$S_{maxp}^{*}=a_{sp}^{*}-A_{ip}^{*};\ S_{minp}^{*}=a_{ip}^{*}-A_{sp}^{*} \qquad (1.1.143)$$

Ca şi în cazurile anterioare, notaţia „p*“ este valabilă pentru punctele ② ... ⑥, de la par. 1.1.7.3.1.1.

1.1.7.3.2.2. Valoarea succesiunii regresive a câmpurilor de toleranţă

① $T_{ajs}=T_s=S_{max}-S_{min}=T_D+T_d$,

② $T_{tps}=\sqrt{T_D^2+T_d^2}$,

③ $T_{(tp+ST)s}=T_{Dtp}+T_{dST}=\dfrac{\sqrt{T_D^2+T_d^2}}{2}+\dfrac{1}{3}T_d$,

④ $T_{(tp+STtp)s}=T_{Dtp}+T_{dSTtp}=\dfrac{\sqrt{T_D^2+T_D^2}}{2}+\dfrac{\sqrt{\left(\frac{T_d}{3}\right)^2+\left(\frac{T_d}{3}\right)^2}}{2}$,

⑤ $T_{ppos}=T_{Dppos}+T_{dppos}=S_{maxppos}-S_{minppos}$,

⑥ $T_{ps}=T_{Dp}+T_{dp}=S_{maxp}-S_{minp}$.

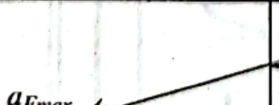
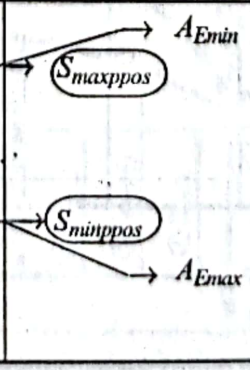
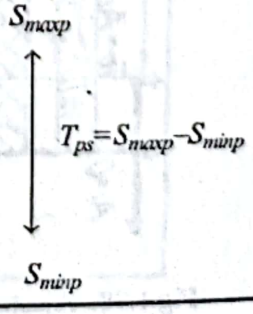
Pentru stabilirea celor două valori „practice“ de la punctele ⑤ şi ⑥ se alcătuieşte tabelul 1.36. Apare şi aici şirul inegalităţilor:

$$T_s>T_{tpts}>T_{(tp+ST)s}>T_{(tp+STtp)s}>T_{ppos}>T_{ps}.$$

1.1.7.3.2.3. Valorile coeficienţilor de regresie ai câmpurilor de toleranţă (K_r), şi a coeficienţilor de progresie (K_p) a preciziei de prelucrare

Tabelul 1.36

Valorile efective ale parametrilor ajustajului

Nr. crt.	a_E µm	A_E µm	S_E µm
1 . . . . . . n			

Scanned with OKEN Scanner

$$K_r = \frac{T_{ps}}{T_{ajs}},$$

$$K_p = \frac{1}{K_r}. \qquad (1.1.144)$$

Coeficienţii de progresie „imediaţi":

$$K_{p①\to②} = \frac{1}{K_{r①\to②}} \quad \dots \quad K_{p⑤\to⑥} = \frac{1}{K_{r⑤\to⑥}},$$

şi valorile absolute ale variaţiei câmpului de toleranţă:

$$\Delta T_{s①\to②} \dots \Delta T_{s⑤\to⑥}. \qquad (1.1.145)$$

1.1.7.3.2.4. Schema de variaţie regresivă a câmpurilor de toleranţă de la ① la ⑥.

În fig. 1.99. sunt reprezentate câmpurile de toleranţă ale celor două piese perechi prelucrate ⓐ + ⓜ şi montate ⓜⓧ.

1.1.7.3.2.5. Diagramele de distribuţie ale strângerilor

În fig.1.100, sunt reprezentate curbele de distribuţie ale strângerilor în cele şase ipostaze în care se situează câmpurile de toleranţă.

1.1.7.3.2.6. Exemplu de calcul numeric

Din proiectare (vezi cap. 3) rezultă ajustajul $\varnothing 28^{H7}/_{t7}$.

Din TAB. B rezultă abaterile:

A_i=0; A_s=+21 μm; a_i=+41 μm; a_s=+62 μm.

În urma prelucrării pieselor (alezajul prin reglare automată ⓐ şi arborele prin reglare manuală ⓜ), se obţin următoarele valori (după alcătuirea tabelului 1.36 în care se realizează un montaj mixt ⓜⓧ).

$S_{maxppos}$=53 μm,

$S_{minppos}$=34 μm,

S_{maxp}=52 μm; S_{minp}=33 μm,

valorile toleranţelor strângerilor vor fi:

① $T_{ajs}=T_s=T_D+T_d=21+21=42$ μm,

② $T_{tps} = \sqrt{21^2+21^2} = 30$ μm,

③ $T_{(tp+ST)S} = \frac{42}{2}+1/3\cdot 21 = 28$ μm,

④ $T_{(tp+STtp)S} = \frac{42}{2}+\frac{\sqrt{7^2+7^2}}{2} = 26$ μm,

Scanned with OKEN Scanner

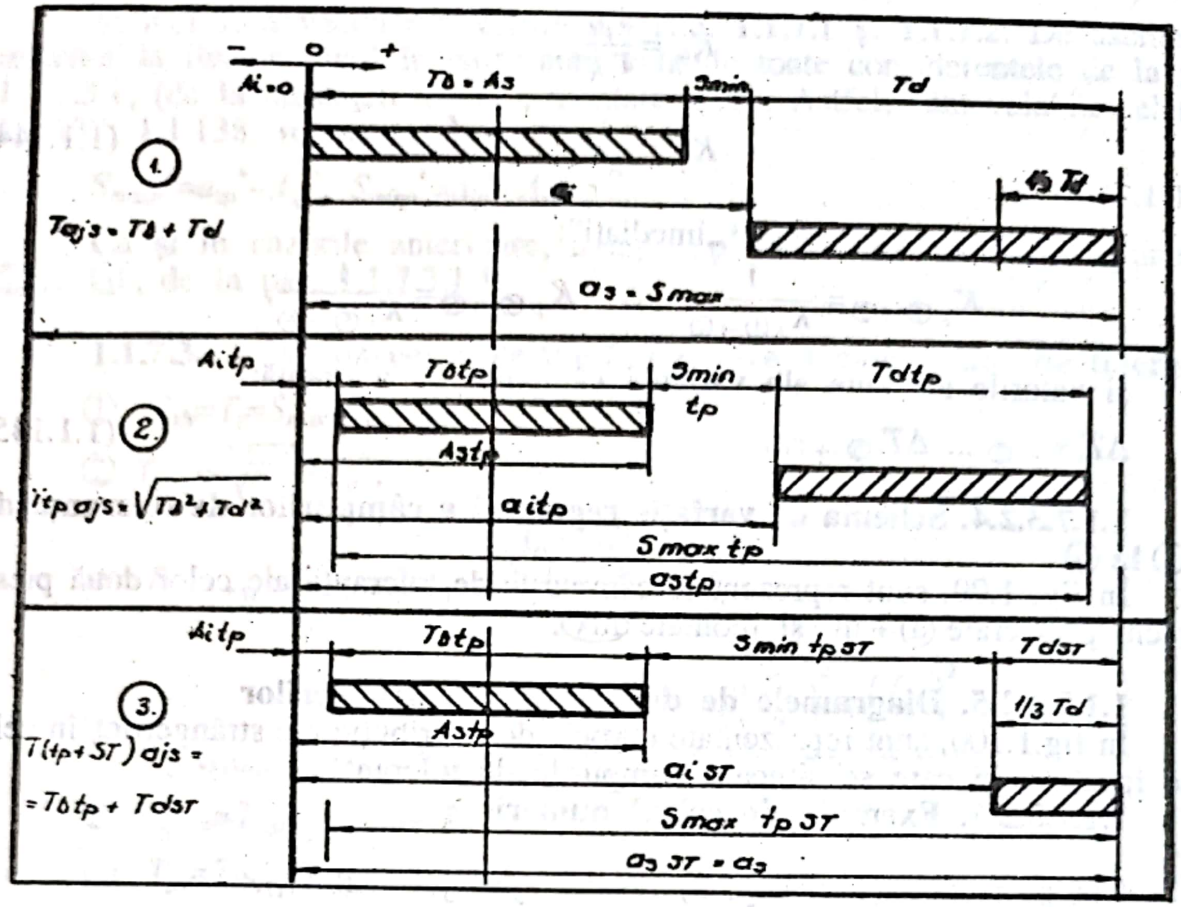


Fig.1.99. Succesiunea regresivă a valorilor câmpurilor

⑤ T_{ppos}=14+5=19 μm,

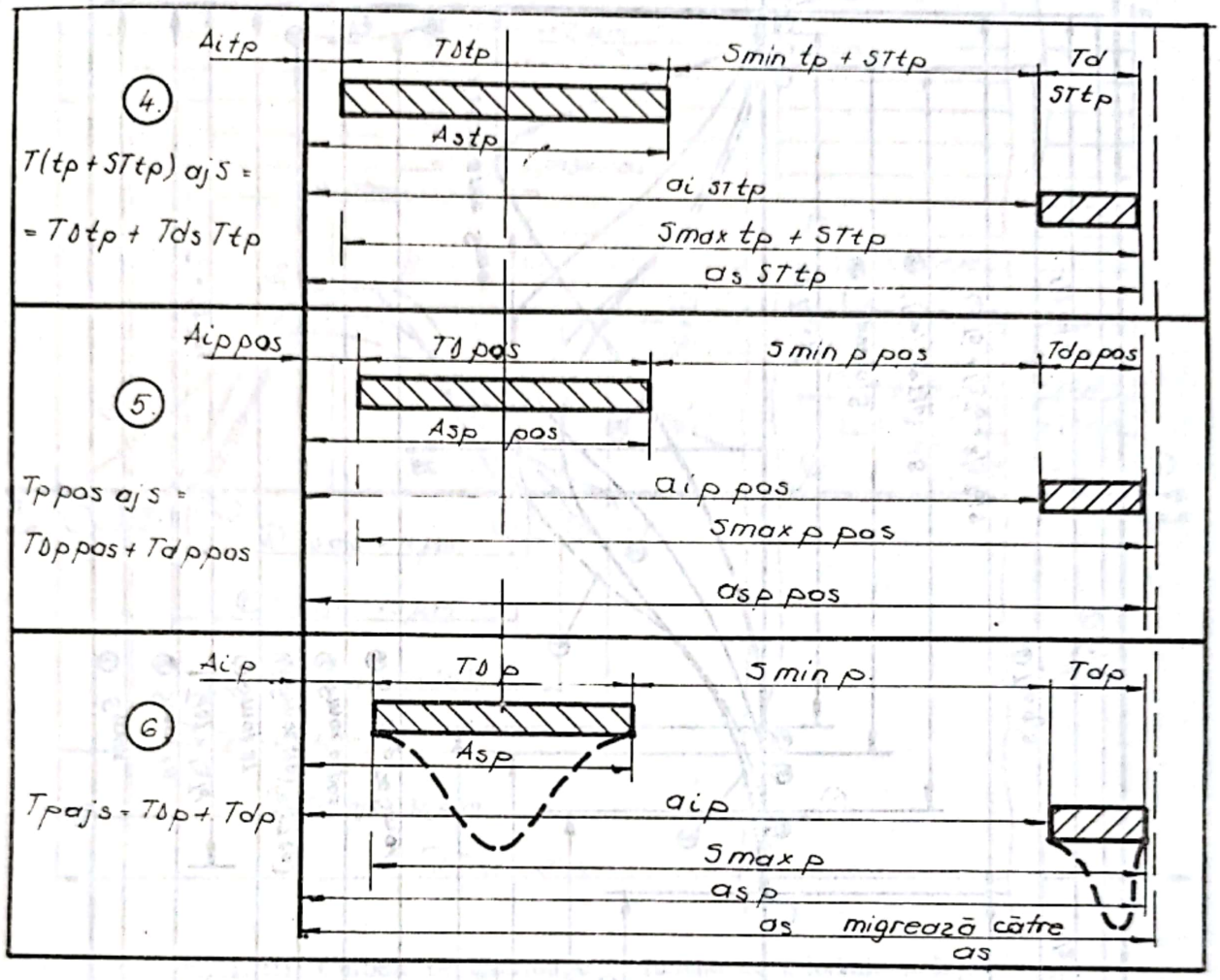
⑥ T_{ps}=40–26=14 μm.

Abaterile se calculează conform relaţiilor de la capitolul 1.1.7.1 şi 1.1.7.2. În fig. 1.101 sunt reprezentate curbele de distribuţie ale toleranţelor de sub punctele ① ... ⑥.

1.1.7.3.3. Ajustajele probabile/practice, la asamblările intermediare (montaj mixt (mx)).

1.1.7.3.3.1. Aserţiuni preliminarii

Similar cu condiţiile specifice unui ajustaj intermediar, la care însă, una dintre piese este prelucrată prin reglarea automată ⓐ a maşinilor unelte (în cazul



de toleranţă ale unui ajustaj cu strângere (montaj mx)

tratat, alezajul), iar cealaltă piesă este prelucrată prin reglarea manuală ⓜ a maşinilor unelte (în cazul tratat arborele) apare repartizarea preferenţială cunoscută ca fiind specifică fiecărui gen de reglare. În fig.1.102, apare repartizarea de principiu, preferenţială a dimensiunilor efective.

La fel, şi în acest caz sunt valabile referirile din cap. 1.1.7.1 şi 1.1.7.2. şi de asemenea relaţiile:

$$S_{maxp}{}^{*}=a_{sp}{}^{*}-A_{ip}{}^{*};\ J_{maxp}{}^{*}=A_{sp}{}^{*}-a_{ip}{}^{*}, \qquad (1.1.146)$$

$$A_{ip}{}^{*}=A_i+1/2\ T_D-1/2\ T_{Dp}{}^{*};\ A_{sp}{}^{*}=A_s-1/2\ T_D+1/2\ T_{Dp}{}^{*},$$
$$a_{sp}{}^{*}=a_s-1/6\ T_d+1/2\ T_{dp}{}^{*};\ a_{ip}{}^{*}=a_i+5/6\ T_d-1/2\ T_{d_p}{}^{*} \qquad (1.1.147)$$

Ca de obicei în prezenta lucrare, notaţia „p*“ se referă la valori specifice următoarelor succesiuni de mărimi:

② *tp* – valoarea „teoretic probabilă“,

Scanned with OKEN Scanner

Fig.1.100. Curbele de distribuţie ale strângerilor.

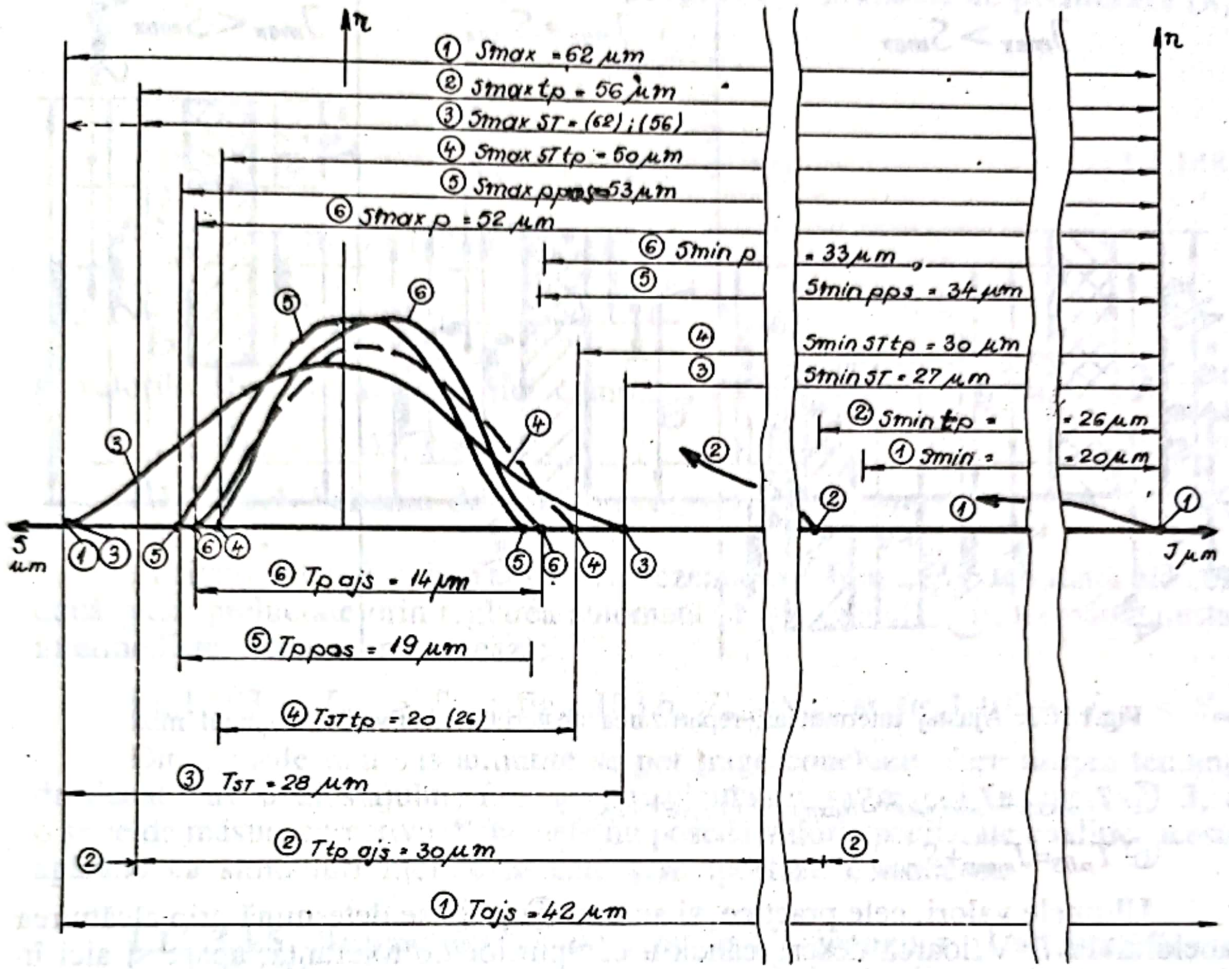


Fig.1.101. Curbele de distribuţie în funcţie de toleranţa strângerii.

③ *ST* – mărimea „standard“,
④ *STtp* – mărimea „standard teoretic probabilă“,
⑤ *ppos* – valoarea „practic posibilă“,
⑥ *p* – valoarea „practică“.

1.1.7.3.3.2. Valoarea succesiunii regresive a câmpurilor de toleranţă

① $T_{ajJ/S}=T_{J/S}=T_D+T_d=J_{max}+S_{max}$,

② $T_{tpJ/S}=\sqrt{T_D^2+T_d^2}$,

③ $T_{(tp+ST)J/S}=\frac{\sqrt{T_D^2+T_d^2}}{2}+\frac{1}{3}T_d$,

④ $T_{(tp+STtp)J/S}=\frac{\sqrt{T_D^2+T_D^2}}{2}+\frac{\sqrt{\left(\frac{T_d}{3}\right)^2+\left(\frac{T_d}{3}\right)^2}}{2}$,

Scanned with OKEN Scanner

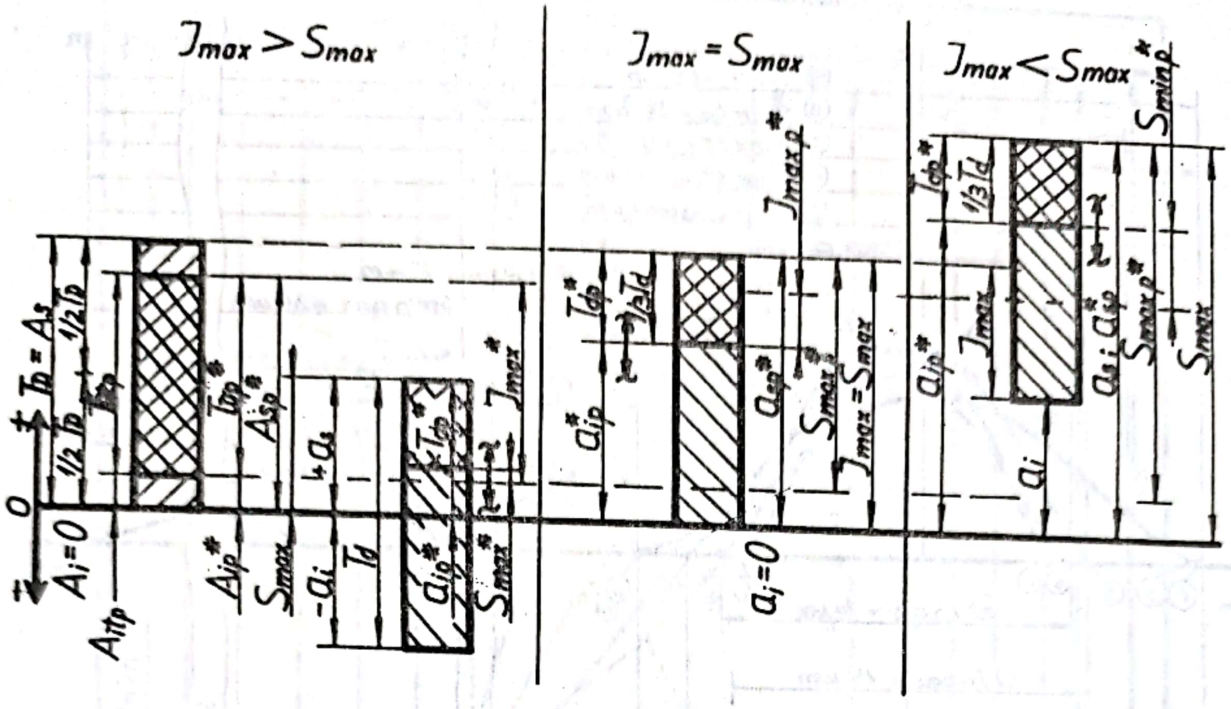


Fig.1.102. Ajustaj intermediar; repartizarea abaterilor efective la montajul mixt.

⑤ $T_{pposJ/S}=J_{maxppos}+S_{maxppos}=T_{Dppos}+T_{dppos}$,

⑥ $T_{pJ/S}=J_{maxp}+S_{maxp}$.

Ultimele valori, cele practice, și anume ⑤ și ⑥ se determină prin alcătuirea tabelului 1.37. Valoarea descrescândă a câmpurilor de toleranță, apare și aici în cele șase ipostaze:

$$T_{J/S}>T_{tpJ/S}>T_{(tp+ST)J/S}>T_{(tp+STtp)J/S}>T_{pposJ/S}>T_{pJ/S}.$$

Tabelul 1.37

Valorile efective ale parametrilor ajustajului

Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	J_E µm	S_E µm
1 . . . . . . n	A_{Emin} ← → a_{Emax} → $-J_{minppos}=+S_{maxppos}$ A_{Emax} ← → a_{Emin} → $+J_{maxppos}$		J_{maxp}	S_{maxp}

Scanned with OKEN Scanner

1.1.7.3.3.3. Valorile coeficienţilor de regresie a mărimii câmpurilor de toleranţă (K_r) şi ale coeficienţilor de progresie ai preciziei de prelucrare (K_p).

$$K_r = \frac{T_{pJ\,/S}}{T_{ajJ\,/S}},$$

$$K_p = \frac{1}{K_r} = \frac{T_{ajJ\,/S}}{T_{pJ\,/S}}, \qquad (1.1.148)$$

– coeficienţii de progresie „imediaţi"

$$K_{p①\to②} = \frac{1}{K_{r①\to②}} \quad \text{K} \quad K_{p⑤\to⑥} = \frac{1}{K_{r⑤\to⑥}},$$

şi valorile absolute ale variaţiei câmpului de toleranţă,

$$\Delta T_{J/S\,①\to②} \dots \Delta T_{J/S\,⑤\to⑥}. \qquad (1.1.149)$$

1.1.7.3.3.4. Schema de variaţie regresivă a câmpurilor de toleranţă de la ① la ⑥.

În figurile 1.103 a, b şi c sunt reprezentate câmpurile de toleranţă ale celor două piese prelucrate prin reglarea automată ⓐ şi manuală ⓜ, formând ajustaje intermediare după cum urmează:

fig.1.103.a, $J_{max} > S_{max}$; fig.1.103.b, $J_{max}=S_{max}$ şi fig.1.103.c, $J_{max} < S_{max}$.

Din figurile mai sus amintite se pot trage concluzii clare asupra tendinţei de denaturare a ajustajului, fapt asupra căruia se va reveni în capitolul 3, cu o serie de măsuri corective. Schemele nu posedă valori specificate analitic, acestea apărând ca simboluri literale în cele şase ipostaze considerate.

1.1.7.3.3.5. Diagramele de distribuţie ale jocurilor şi strângerilor

În fig.1.104 a, b, c sunt reprezentate curbele de distribuţie ale jocurilor şi strângerilor, în cele şase ipostaze în care se situează valorile câmpurilor de toleranţă ale ajustajelor, fără indicaţii valorice în ordonată.

1.1.7.3.3.6. Exemplu de calcul numeric

Din proiectare (vezi cap. 3), rezultă ajustajul $\varnothing 20^{H7}/_{m7}$. Din TAB. B rezultă abaterile:

$A_i=0$; $A_s=+21$ µm; $a_i=+8$ µm; $a_s=+29$ µm.

În urma prelucrării pieselor (prin metoda reglării automate ⓐ la alezaj şi manuale ⓜ la arbore), se obţin următoarele valori (după alcătuirea tabelului 1.37):

$A_{Emax}=+18$ µm; $A_{Emin}=+4$ µm;

$a_{Emax}=+28$ µm; $a_{Emin}=+23$ µm;

$S_{maxp}=20$ µm; $J_{maxp}=0$; $-J_{max}=+S_{min}$; $S_{minp}=4$ µm.

① $T_{ajJ/S}=T_D+T_d=21+21=42$ µm,

Scanned with OKEN Scanner

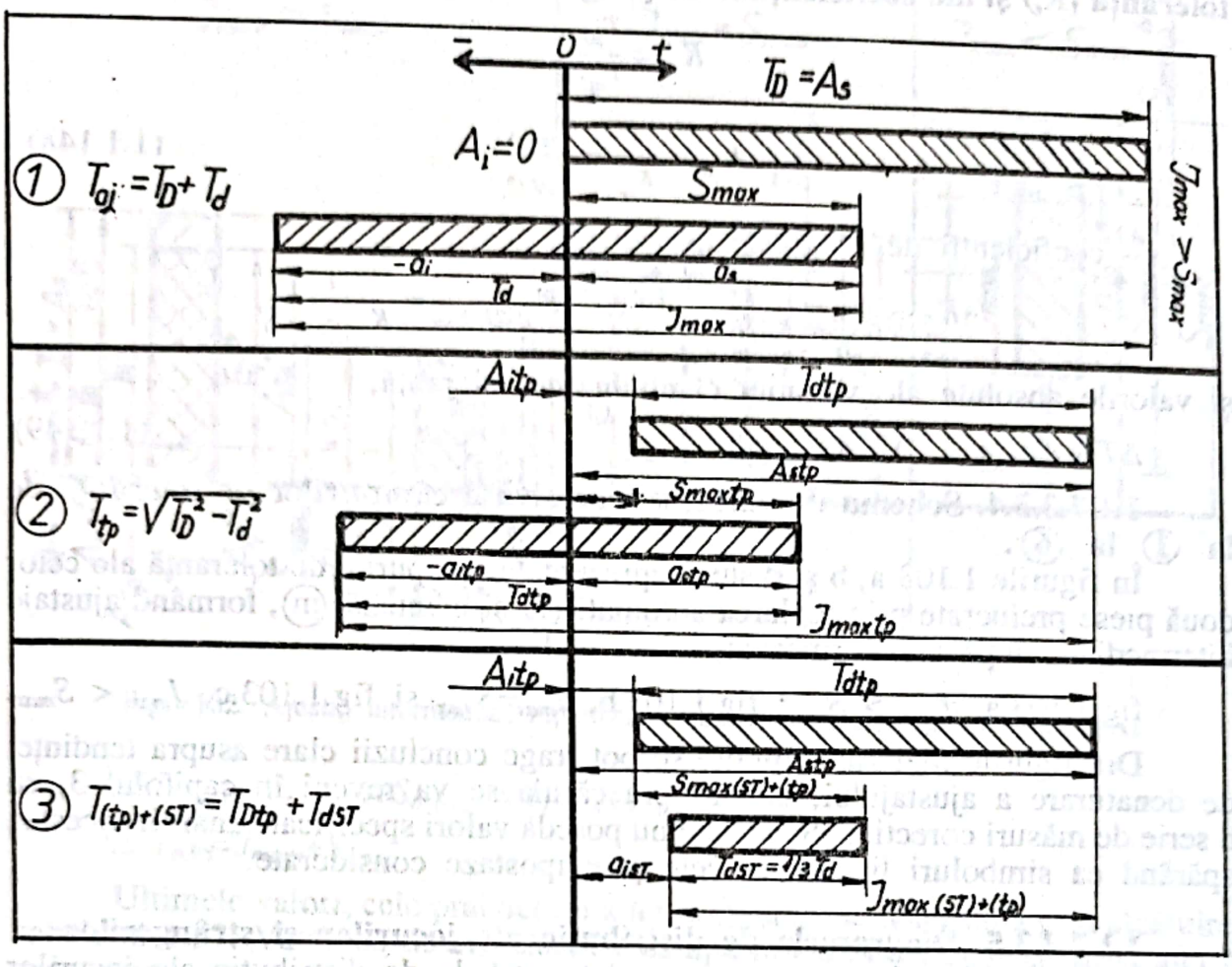


Fig.1.103.a. Succesiunea regresivă a valorilor câmpurilor de toleranţă la un ajustaj

② $T_{tpJ/S} = \sqrt{21^2 + 21^2} = 30$ μm,

③ $T_{(tp+ST)J/S} = \frac{30}{2} + \frac{1}{3}21 = 22$ μm,

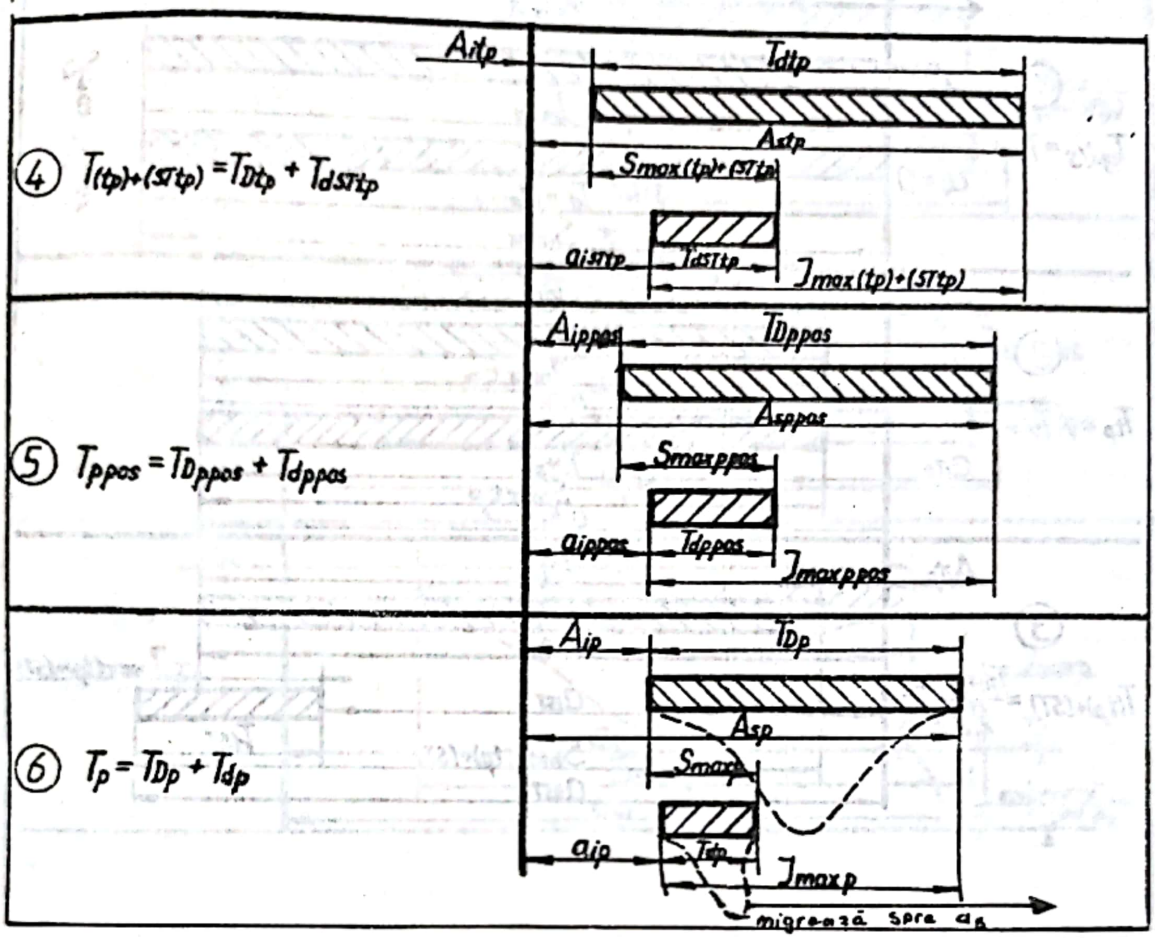
④ $T_{(tp+STtp)J/S} = \frac{30}{2} + \frac{\sqrt{\left(\frac{21}{3}\right)^2 + \left(\frac{21}{3}\right)^2}}{2} = 15 + 5 = 20$ μm,

⑤ $T_{ppos J/S} = (28-4)+(16-24) = 24-8 = 16$ μm, $J_{max} = -8 = -S_{min}$,

⑥ $T_{pJ/S} = 18-6 = 12$ μm.

Abaterile se calculează conform relaţiilor 1.1.99. În fig.1.105, sunt reprezentate curbele de distribuţie ale toleranţelor cuprinse între punctele ① ... ⑥, de mai sus.

Scanned with OKEN Scanner



intermediar, în cele şase ipostaze ale valorilor toleranţelor J şi S ($J_{max} > S_{max}$)

1.1.8. Ajustaje termice

Toate valorile dimensionale ale pieselor sunt considerate pentru temperatura de referinţă t_o=20 °C (t_o=293K). Temperaturile funcţionale sau de exploatare diferă de t_o, $t_e \gtrless t_o$ şi de asemenea coeficientul de dilataţie specific fiecărei piese în parte este diferit, $\alpha_D \neq \alpha_d$. Se comite astfel premiza variaţiei raportului dimensiunilor de contact ale ajustajelor, în sensul variaţiei caracteristicilor de asamblare „joc" sau „strângere" sub forma ΔJ, respectiv ΔS. Se va nota cu ΔC, variaţia caracteristicii de asamblare($\Delta J=\Delta S=\Delta C$), în scopul discutării simultane a fenomenelor care iau naştere deopotrivă la ajustajele cu joc cât şi la cele cu strângere.

De la cap. 1.1.6.6., „relaţii fundamentale" se cunoaşte condiţia unui ajustaj „BUN":

$$V_{Cmax} \geq V_{CE} \geq V_{Cmin}, \qquad (1.1.150)$$

$$T_{VC} = V_{Cmax} - V_{Cmin}.$$

Scanned with OKEN Scanner

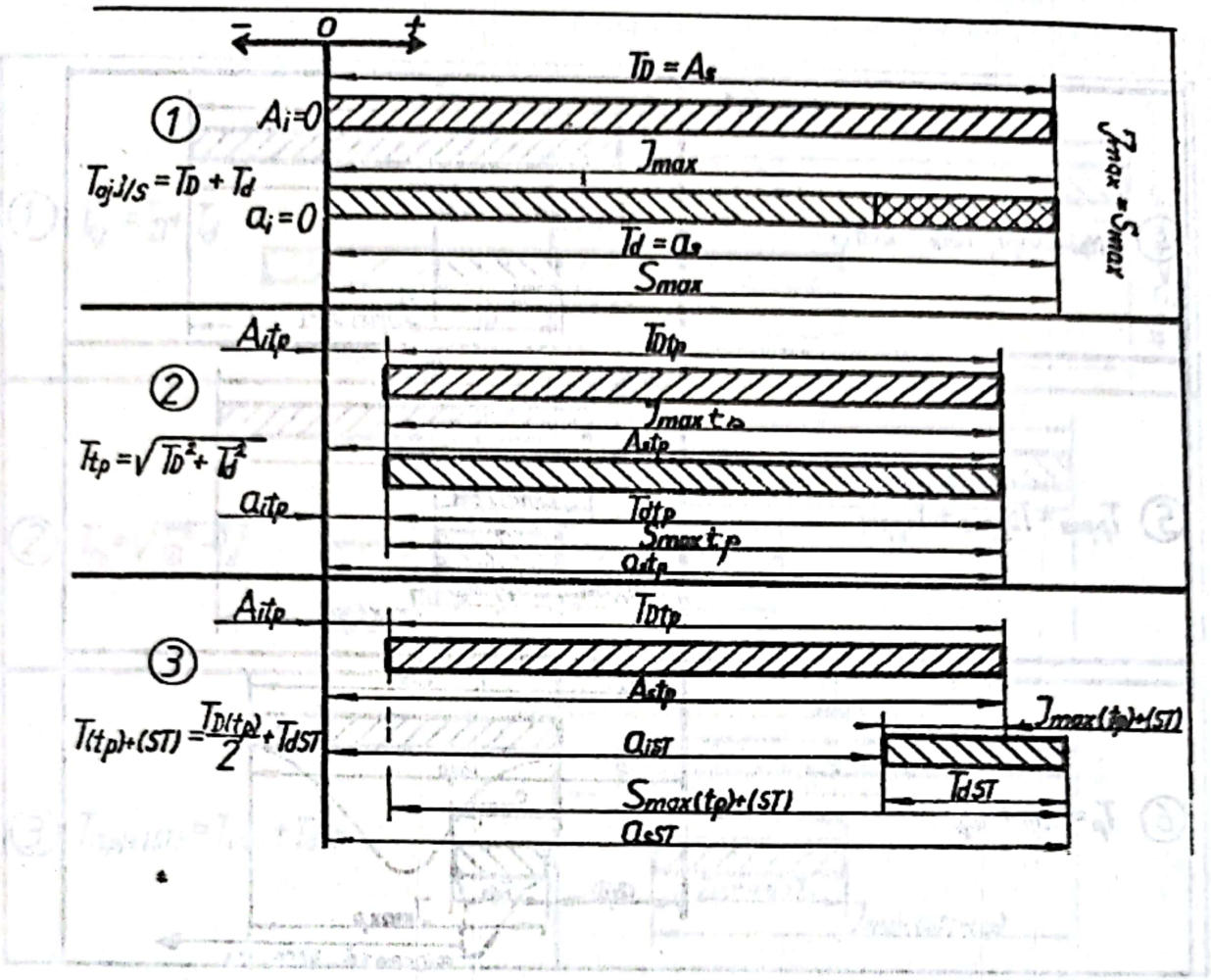


Fig.1.103.b. Succesiunea regresivă a valorilor câmpurilor de toleranţă la un ajustaj

V_{Cmax} (valoarea maximă a caracteristicii de asamblare: J_{max}, respectiv S_{max}),
V_{Cmin} (valoarea minimă a caracteristicii de asamblare: J_{min}, respectiv S_{min}),
V_{CE} (valoarea efectivă a caracteristicii de asamblare: J_E, repectiv S_E).

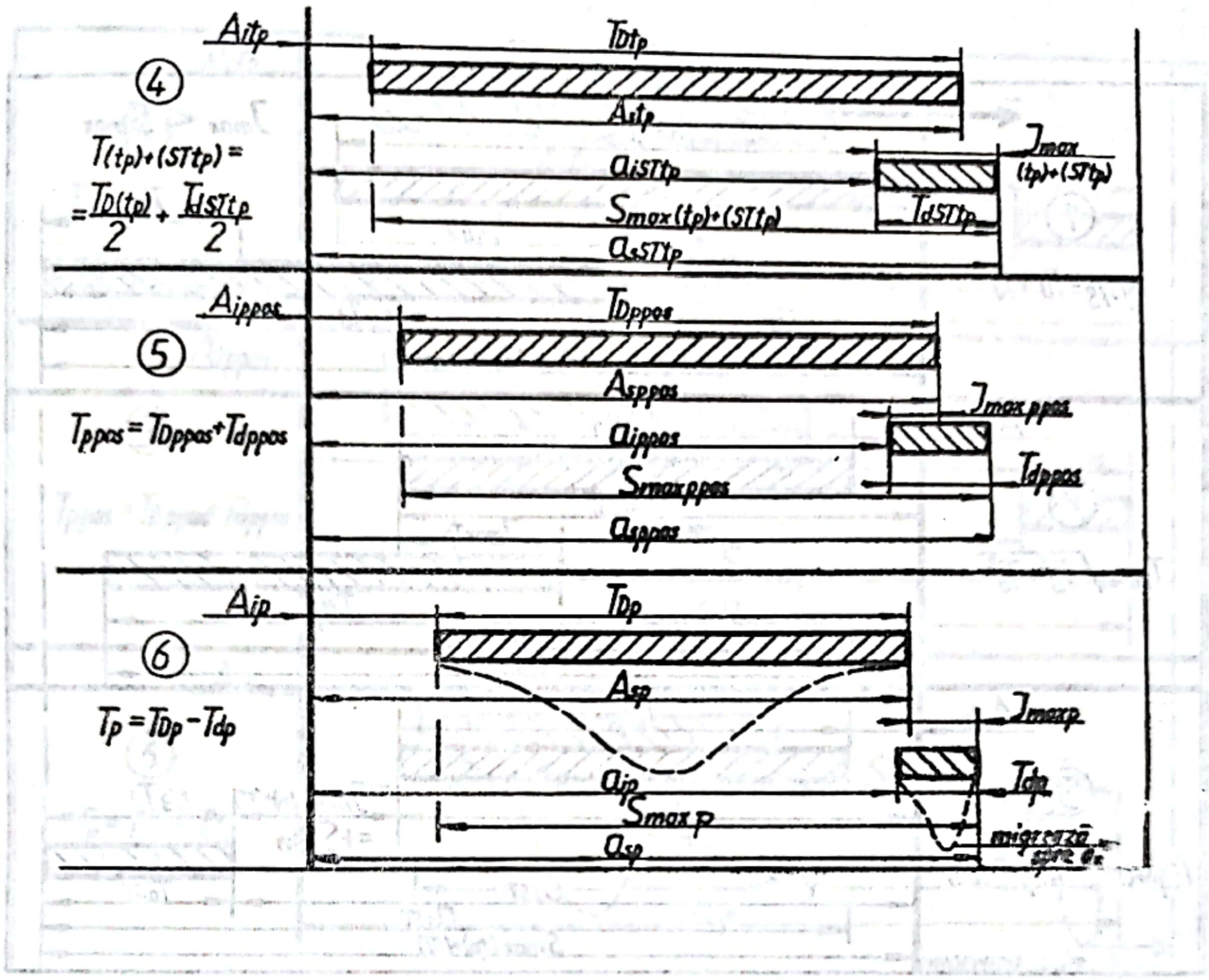
În funcţie de valoarea efectivă a caracteristicii de asamblare V_{CE}), variaţia caracteristicii de asamblare ΔC, *translatează* mărimea efectivă înspre una din valorile extreme admisibile, adică spre V_{Cmax} sau V_{Cmin}. Valoarea ΔC poate să rezulte: $\Delta C \gtrless 0$, rezultând ca orice variaţie din diferenţa dintre mărimea finală a parametrului în cauză (C_f), şi mărimea iniţială a acestuia (C_i):

$\Delta C = C_f - C_i$; $\Delta C > 0$, când $C_f > C_i$; $\Delta C < 0$, când $C_f < C_i$.

Relaţia 1.1.119 realizează menţinerea condiţiei „BUN" în cazurile:

$$V_{Cmax} > (V_{CE} + \Delta C);\ V_{Cmin} < (V_{CE} - \Delta C), \qquad (1.1.151)$$

relaţii care în cazul schimbării sensului inegalităţii vor determina apariţia caracterului de „REBUT" al ajustajului:



intermediar, în cele şase ipostaze ale valorilor toleranţelor J şi S ($J_{max}=S_{max}$)

$$V_{Cmax}<(V_{CE}+\Delta C);\quad V_{Cmin}>(V_{CE}-\Delta C), \tag{1.1.152}$$

condiţie analitică în care datorită lui ΔC (variaţie termică a caracteristicii de asamblare) ajustajul va fi declarat (rebut) TERMIC, caz în care se necesită o corecţie care va fi tratată pe larg în continuare.

Notând caracteristicile cu simboluri clasice, rel.1.1.150, 1.1.151 şi 1.1.152 devin:

– pentru ajustajul „BUN“:

$J_{max}\geq J_E\geq J_{min}$; $S_{max}\geq S_E\geq S_{min}$,

$T_J=J_{max}-J_{min}$; $T_s=S_{max}-S_{min}$.

– pentru menţinerea condiţiei de ajustaj „BUN“:

$J_{max}>(J_E+\Delta J)$, $S_{max}>(S_E+\Delta S)$,

$J_{min}<(J_E-\Delta J)$, $S_{min}<(S_E-\Delta S)$;

Scanned with OKEN Scanner

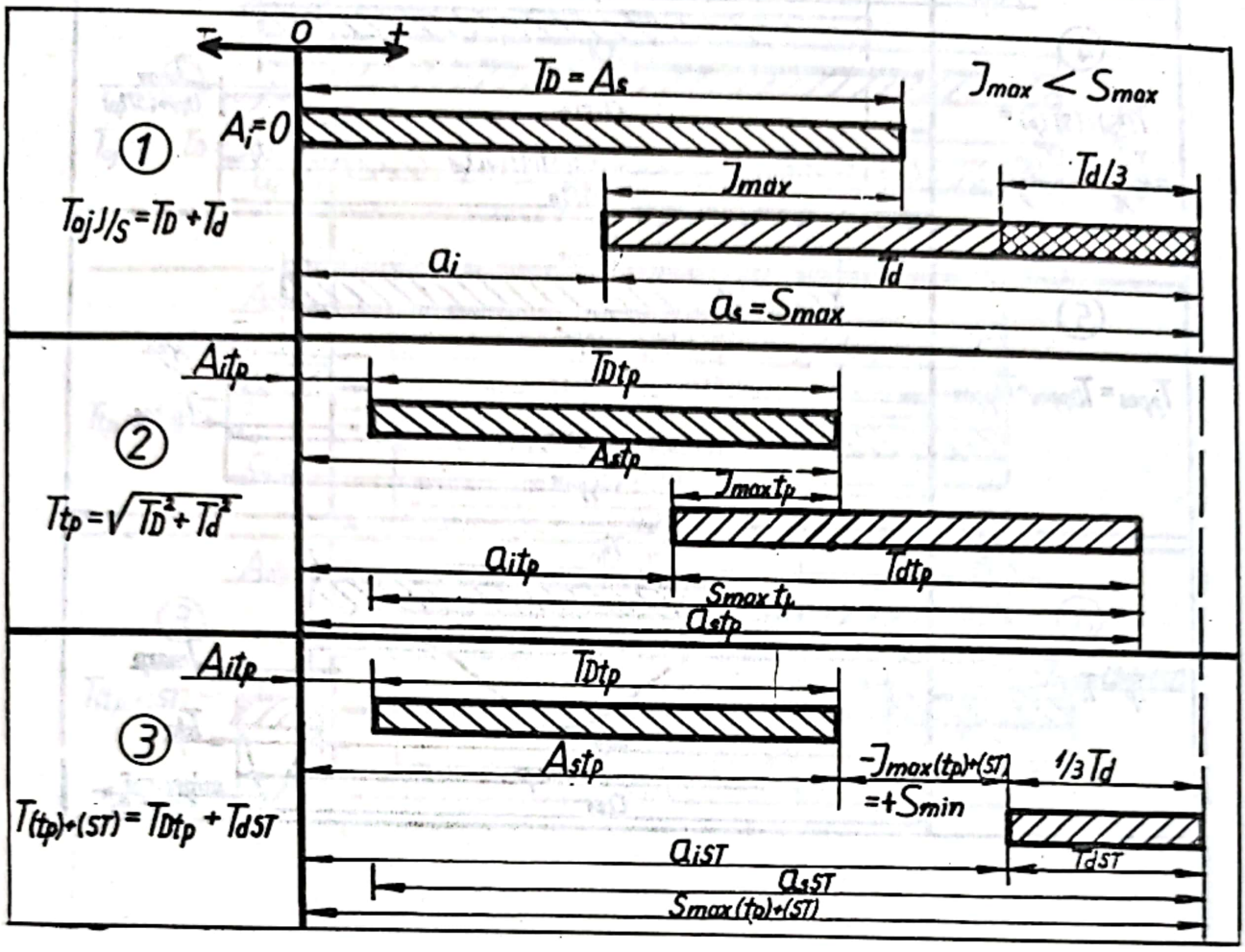


Fig.1.103.c. Succesiunea regresivă a valorilor câmpurilor de toleranţă la un ajustaj

– caracterul de ajustaj „REBUT“ termic:

$J_{max}<(J_E+\Delta J)$, $S_{max}<(S_E+\Delta S)$,

$J_{min}>(J_E-\Delta J)$, $S_{min}>(S_E-\Delta S)$;

cu alte cuvinte condiţia generală de ajustaj „BUN“:

$J_{max}>(J_E+\Delta J)>(J_E-\Delta J)>J_{min}$,

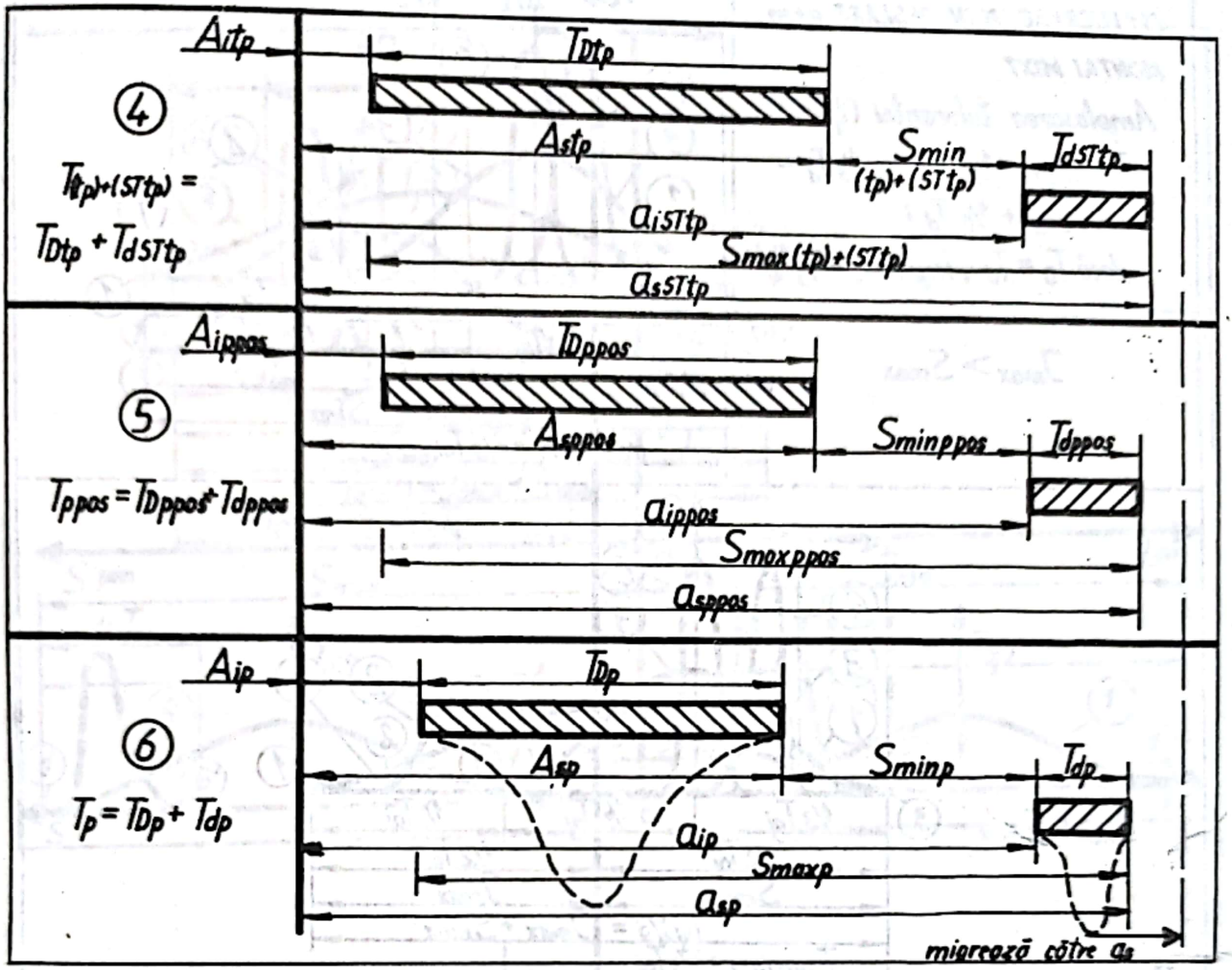
$S_{max}>(S_E+\Delta S)>(S_E-\Delta S)>S_{min}$.

Caracterul de ajustaj „REBUT“ termic:

$(J_E+\Delta J)>J_{max}>J_{min}>(J_E-\Delta J)$, $T_{ajj}=J_{max}-J_{min}$ (1.1.153)

$(S_E+\Delta S)>S_{max}>S_{min}>(S_E-\Delta S)$, $T_{ajs}=S_{max}-S_{min}$. (1.1.154)

Scanned with OKEN Scanner



intermediar, în cele șase ipostaze ale valorilor toleranțelor J și S ($J_{max} < S_{max}$)

În situația în care din cap.1.1.7 rezultă datorită atitudinii preferențiale ale mărimilor V_{CE} (valorile efective ale caracteristicii de asamblare J_E și S_E) de a migra în cadrul toleranței respectivei caracteristici, (T_{VC}, toleranța valorii caracteristicii T_j respectiv T_s), în funcție de felul reglării mașinilor la prelucrare ⓐ ; ⓜ ; ⓜⓧ , ajustajele (rebut) TERMIC, vor fi tratate diferențiat:

1.1.8. Ajustaje (rebut) TERMIC	1.1.8.1. la ajustaje cu joc	1.1.8.1.1. la reglare automată ⓐ
		1.1.8.1.2. la reglare manuală ⓜ
		1.1.8.1.3. la montaj mixt ⓜⓧ
	1.1.8.2. la ajustaje cu strângere	1.1.8.2.1. la reglare automată ⓐ
		1.1.8.2.2. la reglare manuală ⓜ
		1.1.8.2.3. la montaj mixt ⓜⓧ

Scanned with OKEN Scanner

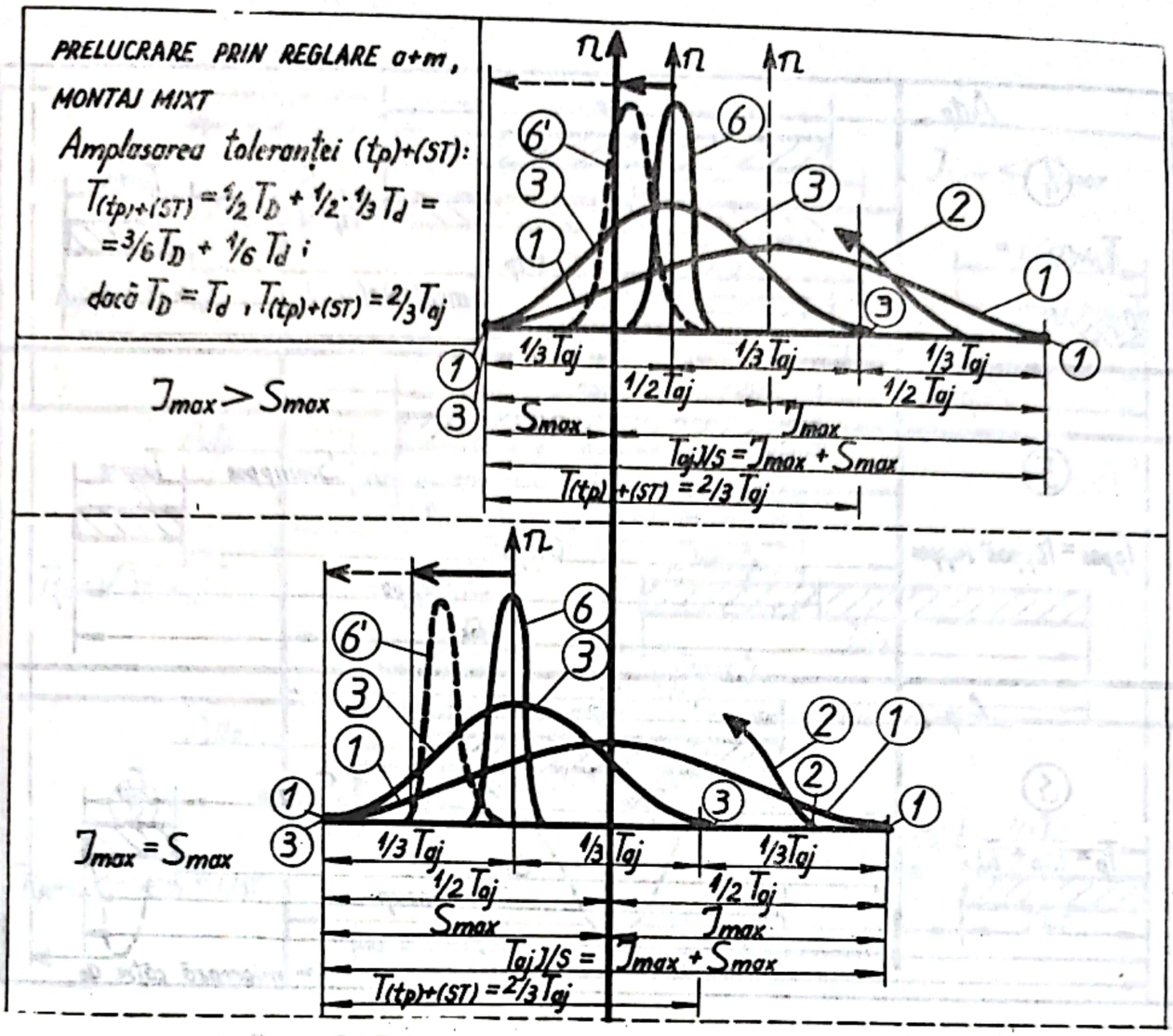


Fig.1.104. Curbele de distribuţie ale J şi S, în cele şase

1.1.8.1. Ajustaje REBUT termic cu joc: relaţii fundamentale; corecţia ajustajelor.

În fig.1.106, este reprezentat un ajustaj cu joc, compus dintr-un alezaj cu diametrul D şi un arbore cu diametrul d. Condiţia jocului: $D > d$, de unde jocul de proiectare (J_p):

$$J_p = D - d.$$

În cazul în care temperaturile de exploatare: $t_D > t_o$ şi $t_d > t_o$, alezajul variază cu $+\Delta D$, iar arborele cu $+\Delta d$, apărând între cele două dimensiuni nou formate jocul de exploatare (J_e):

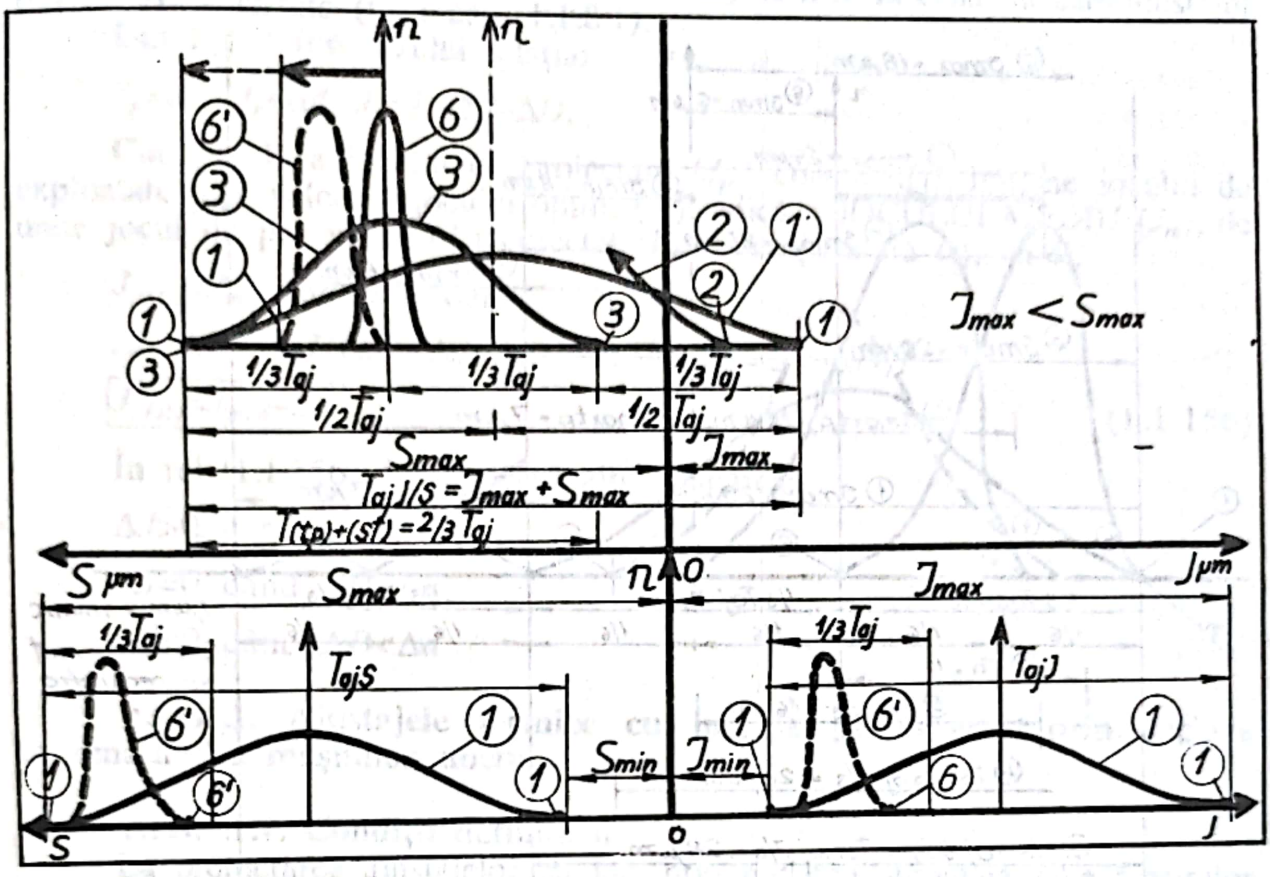
$$J_e = D + \Delta D - (d + \Delta d) = D + \Delta D - d - \Delta d.$$

La proiectare, deci, jocul de proiectare (J_p) este jocul iniţial (J_i):

$$J_i = J_p = D - d,$$

pe când în exploatare apare jocul de exploatare (J_e) care este jocul final (J_f).

Scanned with OKEN Scanner



ipostaze, în trei poziţii: a) $J_{max}>S_{max}$; b) $J_{max}=S_{max}$; c) $J_{max}<S_{max}$

Variaţia jocului ΔJ:

$$\Delta J=J_f-J_i=D+\Delta D-d-\Delta d-D+d=\Delta D-\Delta d, \quad \Delta J=\Delta D-\Delta d, \tag{1.1.155}$$

în care:

$\Delta D=D\alpha_D(t_D-t_o)$ şi $\Delta d=d\alpha_d(t_d-t_o)$, deci:

$\Delta J=D\alpha_D(t_D-t_o)-d\alpha_d(t_d-t_o)$, unde:

D; d: diametrele alezajului, respectiv arborelui (mm),

α_D, α_d: coeficienţii de dilataţie termică liniară ai materialului alezajului, respectiv arborelui $\left(\frac{mm}{mm\,°C}=\frac{1}{°C}=°C^{-1}\right)$,

t_D; t_d: temperaturile de funcţionare (exploatare) ale alezajului, respectiv arborelui (°C),

t_o=20 °C: temperatura de referinţă.

Scanned with OKEN Scanner

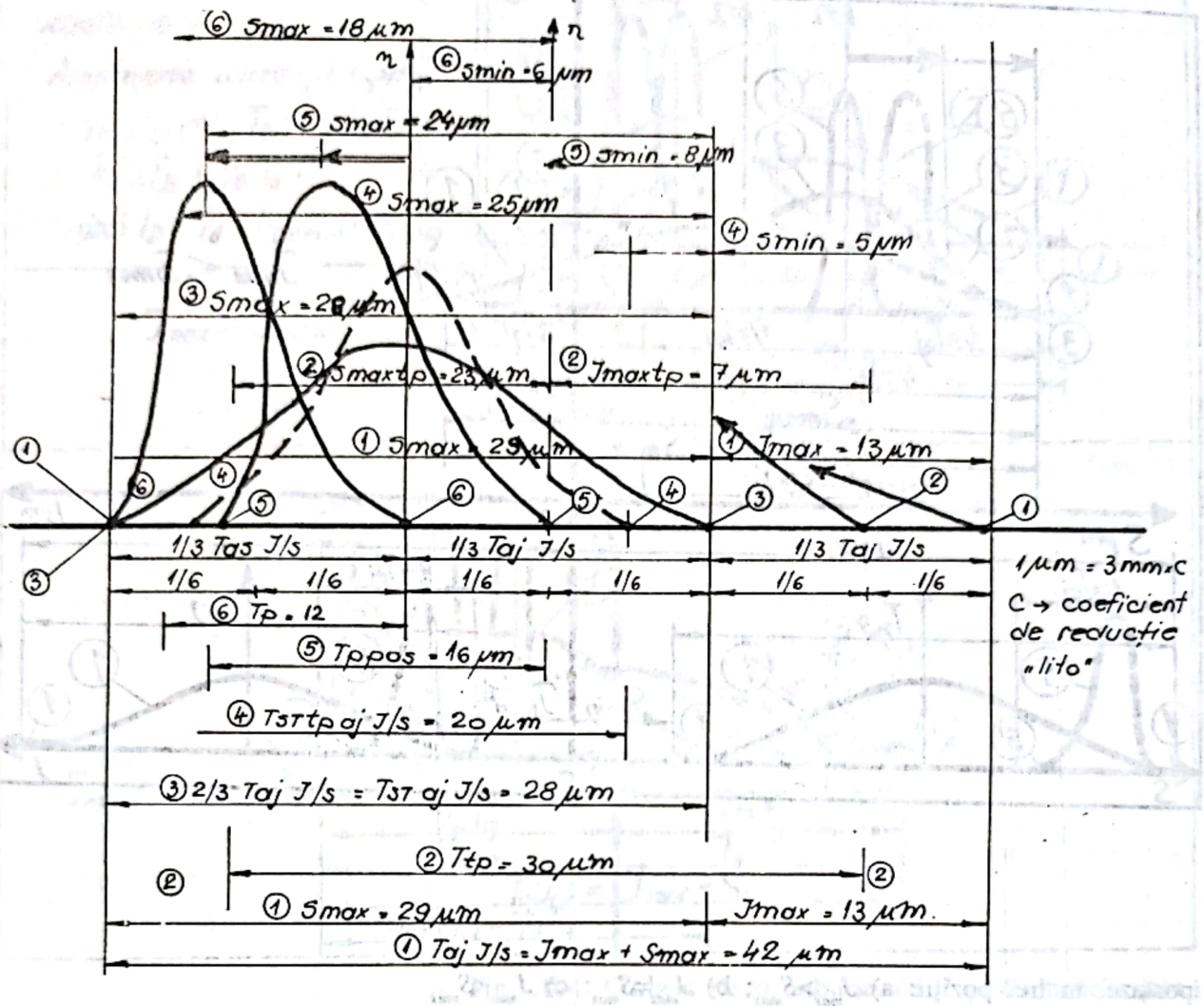
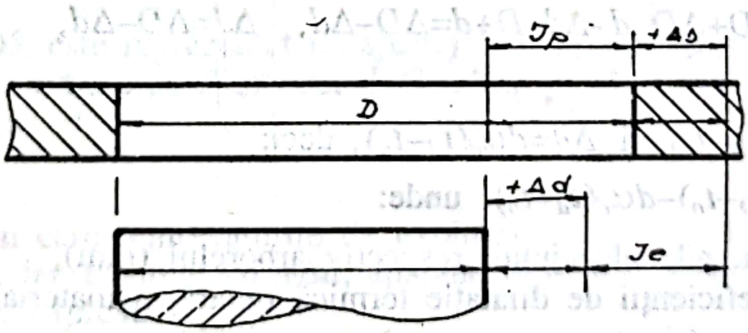


Fig.1.105. Curbele de distribuție în funcție de toleranța jocului și strângerii.



$Jp = Jinitial = D - d$

$Je = Jfinal = D + \Delta D - (d + \Delta d)$

$\Delta J = Ji \quad Jr = \Delta D - \Delta d$

Fig. 1.106. Ajustaj cu joc, cu variație termică.

Scanned with OKEN Scanner

Corecţia ajustajului (respectiv a jocului) se face în cazul în care ajustajul este REBUT termic (vezi cap. 1.1.8.1).

Din fig. 1.106 rezultă relaţia:

$J_p+\Delta D=J_e+\Delta d;\ J_p=J_e+\Delta d-\Delta D,$

Corecţia K a jocului de proiectare (J_{pk}) constă în a impune jocului de exploatare (J_e), valoarea jocului optim (J_o), adică a JOCULUI MEDIU (J_m), de unde jocul de proiectare (J_p) corectat (k) la temperatură (t), va fi:

$J_{pk(t)}=J_{med}+\Delta d-\Delta D$, dar

$\Delta d-\Delta D=-\Delta J$ (din $\Delta J=\Delta D-\Delta d$: $-\Delta J=\Delta d-\Delta D$),

$$\boxed{J_{pk(t)}=J_{med}-\Delta J} \qquad (1.1.156)$$

În rel. 1.1.156, ΔJ poate să aibă valoarea:

$\Delta J>0$ când $\Delta D>\Delta d$,

$\Delta J=0$ când $\Delta D=\Delta d$,

$\Delta J<0$ când $\Delta D<\Delta d$.

1.1.8.1.1. Ajustajele termice cu joc, la prelucrarea prin reglare automată @ a maşinilor unelte

1.1.8.1.1.1. Condiţii definitorii

La prelucrarea ajustajelor cu joc, prin reglarea automată @ a maşinilor (par. 1.1.7.1.1), caracteristica efectivă de asamblare J_E se aglomerează la jocul mediu. În figura 1.107 sunt reprezentate numai cele două diagrame extreme ale variaţiei jocurilor conform ① T_{ajj} şi ④ T_{pj}. Rezultă o aglomerare către jocul mediu.

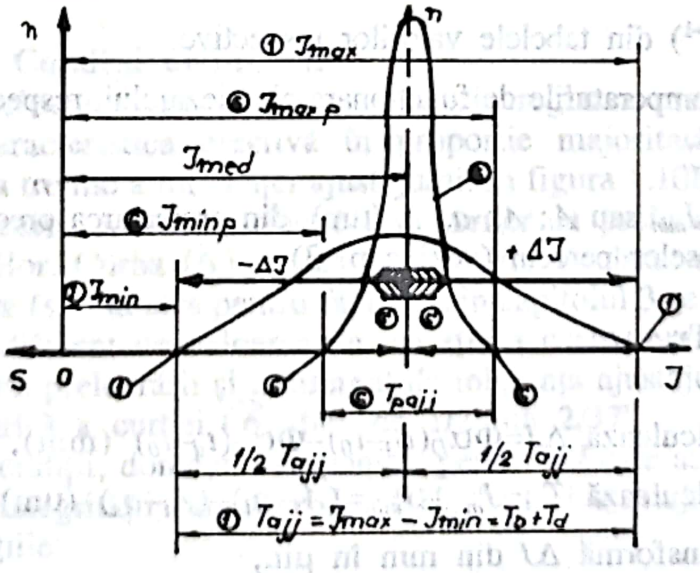


Fig.1.107. Diagramele de distribuţie ale jocului la reglare automată.

În stabilirea unor formule de calcul a „fenomenului termic", se face ipoteza simplificatoare potrivit căreia ajustajele rezultă la jocul mediu (aproximaţia este cu valori neglijabile şi nu afectează condiţia de similitudine dintre aprecierile teoretice şi cele practice). Dacă ajustajele se consideră „toate" la J_{med}, înseamnă că domeniul disponibil al lui $|\Delta J|$ este de $1/2T_{ajj}$.

Dacă se reamintesc formulele:

Ajustaj „BUN": $J_{max}>J_E>J_{min}$,

Ajustaj „REBUT": $J_E>J_{max}$; $J_E<J_{min}$,

pentru păstrarea integrităţii calităţii de „BUN" (deci ajustajul nu este „REBUT" termic) se confirmă relaţiile:

1. dacă $\Delta J>0 \ldots \Delta J\leq 1/2T_{ajj}$,
2. dacă $\Delta J<0 \ldots |\Delta J|\leq 1/2T_{ajj}$. (1.1.157)

Ajustajul devine „REBUT" termic:

1. dacă $\Delta J>0 \ \ldots \ \Delta J>1/2T_{ajj}$,
2. dacă $\Delta J<0 \ \ldots \ |\Delta J|>1/2T_{ajj}$, (1.1.158)

când se aplică *corecţia* conform relaţiei 1.1.156.

1.1.8.1.1.2. Modelul de analiză termică şi de corecţie (ajustaje termice cu joc, prelucrare automată (a))

a) *Datele problemei:*

a.1. D; d (mm) – diametrele nominale ale pieselor perechi (rezultate din proiectare şi construcţie)

$D=d=\Phi$ (mm)

a.2. α_D; α_d, coeficienţi de dilataţie termică ai materialului alezajului respectiv arborelui.

α_D; α_d ($°C^{-1}$) din tabelele valorilor respective.

a.3. t_D; t_d, temperaturile de funcţionare ale alezajului, respectiv arborelui (°C);

a.4. t_0=20°C.

a.5. J_{max} şi J_{min} sau A_i; A_s; a_s; a_i (µm), din proiectarea preciziei de prelucrare a pieselor perechi (vezi cap. 3).

1.1.8.1.3. Tratare

b)

b.1. Se calculează $\Delta J=\Phi\alpha_D(t_D-t_0)-\Phi\alpha_D(t_d-t_0)$ (mm),

b.2. Se calculează $T_{aj}=J_{max}-J_{min}=(A_s-a_i)-(A_i-a_s)$ (µm),

b.3. Se transformă ΔJ din mm în µm,

b.4. Se compară ΔJ cu $T_{aj}/2$:

Scanned with OKEN Scanner

– dacă $\Delta J > 1/2T_{aj}$ sau $|\Delta J| > 1/2T_{aj}$, ajustajul este „REBUT" termic şi se aplică CORECŢIA:

$$J_{pk(t)} = J_{med} - \Delta J \quad \text{unde:} \quad J_{med} = \frac{J_{max} + J_{min}}{2},$$

1.1.8.1.1.4. Exemple de calcul numeric

c.1. Se dau: $D=d=\varnothing=100$ mm; $\alpha_D=10\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $\alpha_d=20\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $t_D=120\,°C$; $t_d=220\,°C$ (ajustajul este perechea piston-cilindru la un motor cu combustie internă); $J_{max}=0{,}04$ mm; $J_{min}=0{,}02$ mm; $t_o=20\,°C$ (prelucrarea cu reglare automată)

$\Delta J=100\cdot10\cdot10^{-6}\cdot100-100\cdot20\cdot10^{-6}\cdot200=0{,}1-0{,}4=-0{,}3$ mm= – 300 μm (deci jocul scade cu 300 μm);

$T_j=0{,}04-0{,}02=0{,}02=0{,}02$ mm=20 μm; $T_j/2=10$ μm;

$\Delta J > 1/2T_j \rightarrow |300| > 10$, deci CORECŢIA:

$J_{pk(t)}=J_{med}-\Delta J=30-(-300)=330$ μm.

Cu alte cuvinte, se va proiecta „ab initio" un joc mai mare chiar cu ΔJ.

c.2. La un lagăr de alunecare: $D=d=\varnothing=100$ mm, $\alpha_D=15\cdot10^{-6}$ $(°C^{-1})$; $\alpha_d=10\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $t_D=50\,°C$; $t_d=40\,°C$; $J_{max}=120$ μm; $J_{min}=80$ μm.

$\Delta J=100\cdot15\cdot10^{-6}\cdot30-100\cdot10\cdot10^{-6}\cdot20=0{,}025$ mm=25 μm (deci jocul creşte cu 25 μm);

$T_j=120-80=40$ μm; $T_j/2=20$ μm; $J_{med}=100$ μm;

$\Delta J > 1/2T_j \rightarrow 25>20$. Ajustajul este „REBUT" termic, deci CORECŢIA:

$J_{pk(t)}=J_{med}-\Delta J=100-25=75$ μm.

1.1.8.1.2. Ajustaje termice cu joc, la prelucrarea prin reglare manuală (m) a maşinilor-unelte

1.1.8.1.2.1. Condiţii definitorii

În cazul prelucrării ajustajelor cu joc, prin reglarea manuală a maşinilor (par.1.1.7.2.1), caracteristica efectivă în proporţie majoritară, se amplasează „undeva" în prima treime a toleranţei ajustajului. În figura 1.108 este reprezentată schematic alura curbelor de distribuţie a jocurilor la prelucrarea prin reglare manuală a maşinilor. Curba (6) are un apex (vârf), deplasat spre jocul minim. Pentru simplificare (şi mai ales pentru faptul că în capitolul 3 se va aplica corecţia la temperatură indiferent de valoarea de variaţie a caracteristicii de asamblare, indiferent de natura prelucrării şi indiferent de toleranţa ajustajului), se consideră amplasarea simetrică a curbei (6) faţă de 1/2 din $2/3T_{ajj}$.

În aceste condiţii, domeniul disponibil pentru ΔJ este asimetric şi anume, pentru păstrarea integrităţii calitative de „BUN" (deci ajustajul nu este termic) se confirmă relaţiile:

1. dacă $\Delta J>0$ ... $\Delta J \le 5/6T_{aj}$, (1.1.159)
2. dacă $\Delta J<0$ ... $|\Delta J| \le 1/6T_{aj}$.

Scanned with OKEN Scanner

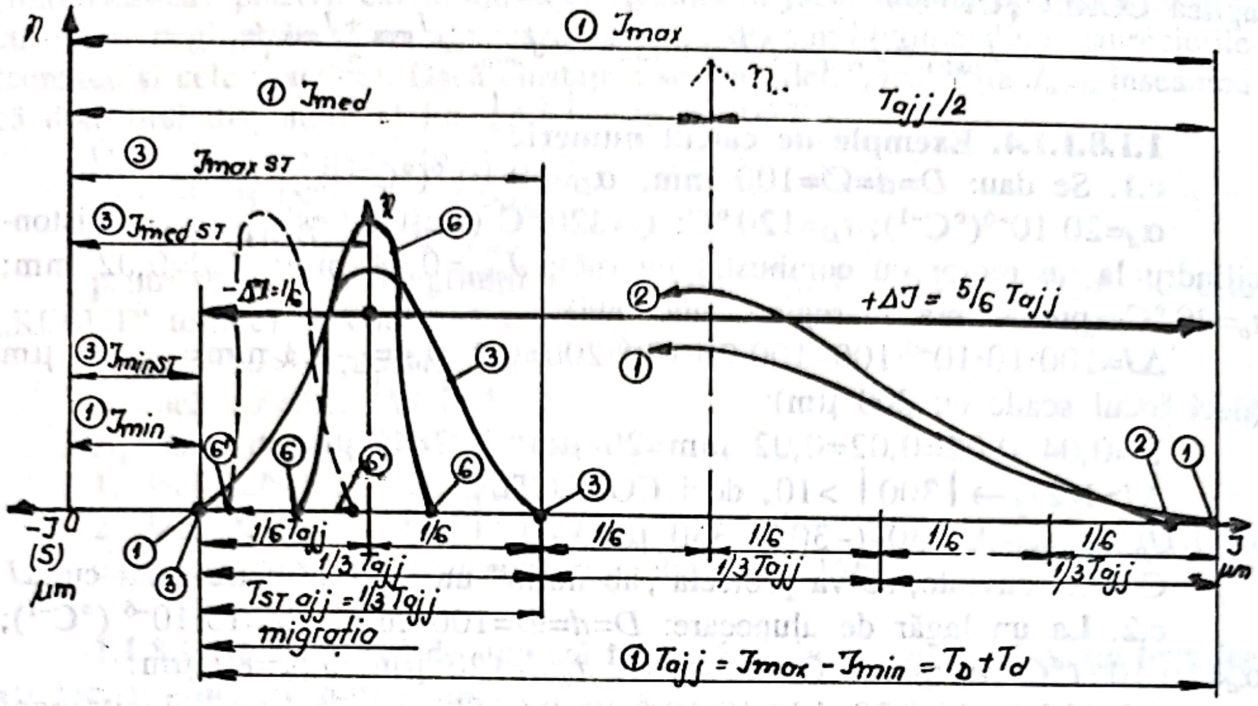


Fig.1.108. Curbele de distribuţie ① şi ⑥, la ajustajele cu joc prelucrate prin reglare manuală

Ajustajul devine „REBUT" termic:

1. dacă $\Delta J>0$ ..... $\Delta J>5/6T_{aj}$,
2. dacă $\Delta J<0$ ..... $|\Delta J|>1/6T_{aj}$, (1.1.160)

când se aplică CORECŢIA conform relaţiei 1.1.156.

1.1.8.1.2.2. Modelul de analiză termică şi de corecţie (vezi par. 1.1.8.1.1.2)

1.1.8.1.2.3. Tratarea (vezi par. 1.1.8.1.1.2), cu deosebirea că punctul „b.4" se compară: $\Delta J>5/6T_{aj}$ adică:

$\Delta J>5/6T_{aj}$; sau $|\Delta J|>1/6T_{aj}$, ajustajul este REBUT termic.

1.1.8.1.2.4. Exemple de calcul numeric

c.1. Un motor cu combustie internă; asamblarea piston-cilindru prezintă datele:

D=d=∅=100 mm; $\alpha_D=10\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $\alpha_d=20\cdot10^{-6}(°C^{-1})$;

t_D=120 °C; t_d=220 °C; J_{max}=0,05 μm; J_{min}=0,02 μm; t_o=20 °C.

Prelucrarea se face prin reglare manuală ⓜ.

Scanned with OKEN Scanner

ΔJ=100 $10\cdot10^{-6}\cdot100-100\cdot20\cdot10^{-6}\cdot200$=–0,3 mm=–300 μm;

T_{aj}=0,05–0,02=0,03 mm=30 μm; $1/6T_{aj}$=5 μm;

$|\Delta J|>1/6T_{aj}$: 300>5 → se aplică CORECŢIA:

$J_{pk(t)}=J_{medST}-\Delta J$ (pentru reamplasarea ajustajului la $1/2\cdot1/3T_{aj}$). (În cap. 3, se va aplica corecţia pentru amplasarea forţată a ajustajului la jocul mediu J_{med}).

În cazul de faţă, $J_{medST}=J_{minST}+1/6T_{aj}=J_{min}+1/6T_{aj}$=20+5=25 μm, deci:

$J_{pk(t)}$=25–(–300)=325 μm.

c.2. Un lagăr de alunecare (cuzinet + fus) prezintă:

$D=d=\varnothing$=100 mm; $\alpha_D=10\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $\alpha_d=8\cdot10^{-6}(°C^{-1})$;

t_D=50 °C; t_d= 30 °C; J_{max}=0,05 mm=50 μm; J_{min}=0,03 mm=30 μm. Prelucrarea se face prin reglare manuală (m) .

$\Delta J=100\cdot10\cdot10^{-6}\cdot30-100\cdot8\cdot10^{-6}\cdot10$=+22 μm;

T_{aj}=50–30=20 μm; $5/6T_{aj}$=16 μm;

$\Delta J>5/6T_{aj}$: 22>16, deci CORECŢIA:

$J_{pk(t)}=J_{medST}-\Delta J$; J_{medST}=25 μm;

$J_{pk(t)}$=25–22=3 μm.

1.1.8.1.3. Ajustajele termice cu joc la prelucrarea prin reglare automată (una dintre piese) şi manuală (cealaltă piesă) urmând ca ajustarea să se facă mixt (mx).

1.1.8.1.3.1. Condiţii definitorii

La prelucrarea mixtă a ajustajelor cu joc (par.1.1.7.3.1), caracteristica efectivă, în număr remarcabil se amplasează în primele 2/3 ale toleranţei ajustajului. În fig. 1.109, este reprezentată schematic alura curbelor de distribuţie la prelucrarea (a) + (m) şi montajul mixt (mx). Şi aici, ca şi în cazul fig. 1.108, curba (6) are un vârf deplasat spre jocul minim. Şi în acest caz, spre simplificare se consideră distribuţia normală (ca şi în cazurile precedente, la corecţia din cap. 3 se va ţine seama de condiţiile concrete ale unui caz dat). De asemenea într-o lucrare de mai mare anvergură vor fi tratate cazurile întâmplătoare ale plasării maximului de curbă precum şi a alurii acesteia). Dacă se acceptă o distribuţie normală, spre simplificare, amplasarea după curba normală (6), domeniul disponibil de variaţie a lui ΔJ este asimetric, fapt care impune în scopul păstrării integrităţii calitative de ajustaj „BUN“ confirmarea relaţiilor:

1. dacă $\Delta J>0$ ... $\Delta J\leq2/3T_{aj}$,
2. dacă $\Delta J<0$ ... $|\Delta J|\leq1/3T_{aj}$. (1.1.161)

Ajustajul devine „REBUT“ termic:

1. dacă $\Delta J>0$ ... $\Delta J>2/3T_{aj}$, (1.1.162)
2. dacă $\Delta J<0$ ... $|\Delta J|>1/3T_{aj}$,

caz în care se aplică CORECŢIA conform rel. 1.1.156.

Scanned with OKEN Scanner

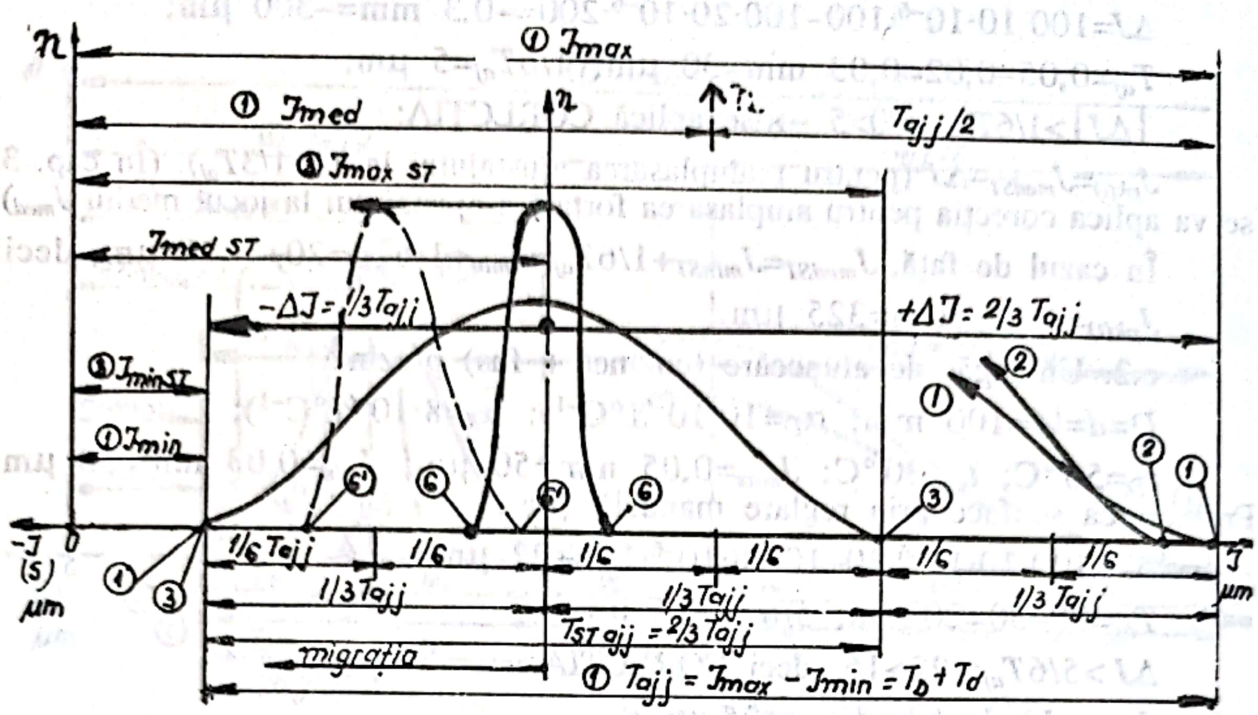


Fig. 1.109. Curbele de distribuţie ① şi ⑥ la ajustajele cu joc montate mixt.

1.1.8.1.3.2. Modelul de analiză termică şi de corecţie (vezi par.1.1.8.1.1.2).

1.1.8.1.3.3. Tratare (vezi par.1.1.8.1.1.2) cu deosebirea că la punctul b.4, ΔJ se compară cu:

$\Delta J = f(2/3T_{aj})$ sau $|\Delta J| = f(1/3T_{aj})$ adică,

$\Delta J > 2/3T_{aj}$, sau $|\Delta J| > 1/3T_{aj}$, când ajustajul este REBUT termic.

1.1.8.1.3.4. Exemple de calcul numeric

c.1. La un lagăr formând un ajustaj între cuzinet şi fus se dau următoarele date:

$D = d = \varnothing = 100$ mm; $\alpha_D = 12 \cdot 10^{-6}(°C^{-1})$; $\alpha_d = 10 \cdot 10^{-6}(°C^{-1})$;

$t_D = 60\,°C$; $t_d = 40\,°C$; $J_{max} = 120$ µm; $J_{min} = 80$ µm.

Prelucrarea se face ⓐ + ⓜ şi montajul mixt.

$\Delta J = 100 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot 40 - 100 \cdot 10 \cdot 10^{-6} \cdot 20 = +28$ µm;

$T_{aj} = 120 - 80 = 40$ µm; $T_{aj}/3 = 13$ µm; $2/3T_{aj} = 27$ µm;

$\Delta J > 0$: $+28 > 0$, atunci $\Delta J > 2/3T$. $28 > 27$. Ajustajul este TERMIC. CORECŢIA: $J_{pk(t)} = J_{medSTip} - \Delta J$,

$J_{pk(t)} = (80+13) - 28 = 65$ µm.

Scanned with OKEN Scanner

c.2. Un lagăr de alunecare cu datele:

$D=d=\varnothing=100$ mm; $\alpha_D=10\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $\alpha_d=12\cdot10^{-6}(°C^{-1})$;

$t_D=40\,°C$; $t_d=60\,°C$; $J_{max}=120$ μm; $J_{min}=80$ μm. Prelucrarea se face ⓐ + ⓜ şi montajul mixt (mx).

$\Delta J=100\cdot10\cdot10^{-6}\cdot20-100\cdot12\cdot10^{-6}\cdot40=-28$ μm;

$T_{aj}=40$ μm; $1/3T_{aj}=13$ μm;

$\Delta J<0\rightarrow|\Delta J|>1/3T_{aj}\rightarrow28>13$, deci ajustajul este TERMIC, necesitând CORECŢIE:

$J_{pk(t)}=J_{medSTlp}-\Delta J=(80+13)-(-28)=121$ μm.

1.1.8.2. Ajustaje REBUT termic, cu strângere; relaţii fundamentale; corecţia ajustajelor

În fig.1.110, este reprezentat un ajustaj cu strângere (alezajul cu diametrul D şi arborele cu diametrul d). Condiţia strângerii este: d>D, de unde se deduce strângerea de proiectare (S_p).

$S_p=d-D$.

În cazul în care $t_D>t_o$ şi $t_d>t_o$, alezajul variază cu $+\Delta D$ şi arborele cu $+\Delta d$, apărând între cele două dimensiuni nou formate strângerea de exploatare (S_e):

$S_e=d+\Delta d-(D+\Delta D)=d+\Delta d-D-\Delta D$.

La proiectare, strângerea de proiectare este sub aspect cronologic „iniţială" (S_i), iar cea de exploatare este, în variaţia mărimii în cauză „finală" (S_f). Deci $S_p=S_i$; $S_e=S_f$.

Variaţia strângerii ΔS:

$\Delta S=S_f-S_i=d+\Delta d-D-\Delta D-d+D=\Delta d-\Delta D$,

în care valorile lui Δd şi ΔD sunt aceleaşi ca şi în cazul ajustajului cu joc (vezi par. 1.1.8.1).

Corecţia ajustajului se face în cazul condiţiei ilustrate de relaţia 1.1.154. Formula pentru corecţie rezultă din figura 1.110:

$S_p+\Delta d=S_e+\Delta D$;

$S_p=S_e+\Delta D-\Delta d$.

CORECŢIA constă în faptul că se impune strângerii de exploatare, valoarea optimă, adică valoarea medie (S_{med}). De aici se stabileşte strângerea (S) de proiectare (p), corectată (k) la temperatură (t):

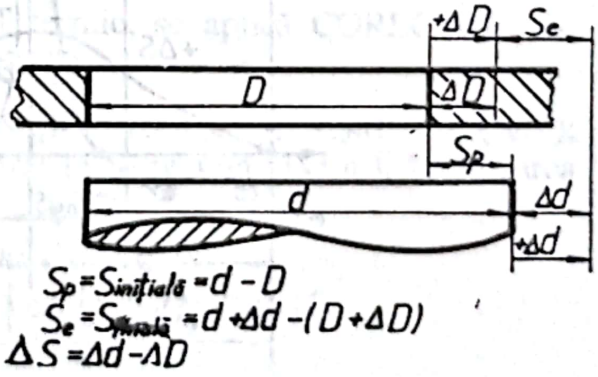


Fig.1.110. Ajustaj cu strângere, cu variaţie ΔS

Scanned with OKEN Scanner

$S_{pk(t)}=S_{med}+\Delta D-\Delta d$, dar $\Delta D-\Delta d=-\Delta S$,

din: $\Delta S=\Delta d-\Delta D$; $-\Delta S=\Delta D-\Delta d$, deci:

$$\boxed{S_{pk(t)}=S_{med}-\Delta S}. \qquad (1.1.163)$$

În rel.1.1.163, ΔS poate să ia valori:

$\Delta S>0$ când $\Delta d>\Delta D$,

$\Delta S<0$ când $\Delta d<\Delta D$,

$\Delta S=0$ când $\Delta d=\Delta D$.

1.1.8.2.1. Ajustaje termice cu strângere, la proiectarea prin reglare automată ⓐ a maşinilor unelte

1.1.8.2.1.1. Condiţii definitorii

La prelucrarea ajustajelor cu strângere, prin reglare automată ⓐ a maşinilor (par. 1.1.7.1.2), caracteristica efectivă de asamblare S_E, are tendinţa să se identifice cu strângerea medie. Amplasările alăturate nu prezintă abateri substanţiale, astfel încât se poate adopta o ipoteză simplificatoare potrivit căreia toate ajustajele se realizează la strângerea medie. În fig.1.111 sunt reprezentate diagrame de distribuţie a strângerilor, dintre care în discuţia în cauză interesează curba ⑥. Dacă ajustajele conform ipotezei simplificatoare, se consideră „toate" la S_{med}, domeniul disponibil al variaţiei strângerii, $|\Delta S|$ este de $1/2T_{ajs}$.

Dacă se reconsideră formulele:

Ajustaj „BUN": $S_{max}>S_E>S_{min}$,

Ajustaj „REBUT": $S_E>S_{max}$ sau $S_E<S_{min}$,

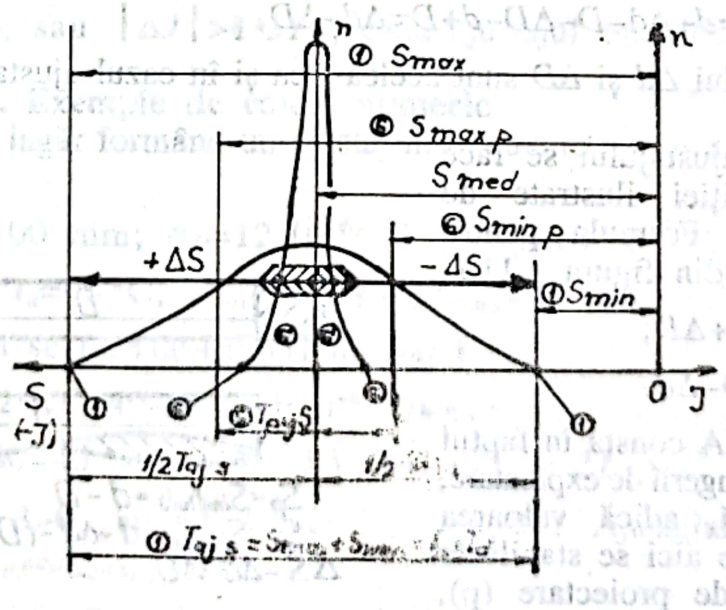


Fig. 1.111. Diagramele de distribuţie ale strângerii la reglarea automată.

Scanned with OKEN Scanner

se conclude că pentru păstrarea integrității calitative de ajustaj „BUN" (deci ajustajul nu este REBUT termic), vor fi confirmate relațiile:

1. dacă $\Delta S>0$ ... $\Delta S<1/2T_{ajs}$,
2. dacă $\Delta S<0$ ... $|\Delta S|<1/2T_{ajs}$, (1.1.164)

Ajustajul devine „REBUT" termic:

1. dacă $\Delta S>0$ ... $\Delta S>1/2T_{ajs}$, (1.1.165)
2. dacă $\Delta S<0$ ... $|\Delta S|>1/2T_{ajs}$,

când se aplică corecția conform relației 1.1.163.

1.1.8.2.1.2. Modelul de analiză termică și de corecție (ajustaje termice cu strângere, prelucrare automată).

Acest paragraf se rezolvă întocmai ca și cel din cazul par. 1.1.8.1.1.2. (ajustaje termice cu joc, prelucrare automată). Singura deosebire constă la punctul a. 5, unde drept parametri se dau S_{max} și S_{min}.

1.1.8.2.1.3. Tratare

b.1. Se calculează $\Delta S=\varnothing\alpha_d(t_d-t_o)-\varnothing\alpha_D(t_D-t_o)$ (mm),

b.2. Se calculează $T_{aj}=S_{max}-S_{min}$ (μm),

b.3. Se transformă ΔS din mm în μm,

b.4. Se compară ΔS cu $T_s/2$,

dacă $|\Delta S|>1/2T_{aj}$, ajustajul este „REBUT" termic și se aplică CORECȚIA:

$$S_{pk(t)}=S_{med}-\Delta S \quad \text{unde} \quad S_{med}=\frac{S_{max}+S_{min}}{2}.$$

1.1.8.2.1.4. Exemple de calcul numeric

c.1. Se dau: $D=d=\varnothing=100$mm; $\alpha_D=10\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $\alpha_d=15\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $t_D=30\,°C$; $t_d=40\,°C$; $S_{max}=60$ μm; $S_{min}=40$ μm; ($S_{med}=50$ μm); prelucrarea se face prin reglare automată.

$\Delta S=100\cdot15\cdot10^{-6}\cdot20-100\cdot10\cdot10^{-6}\cdot10=+20$ μm;

$T_s=60-40=20$ μm; $T_s/2=10$ μm;

$\Delta S>T_s/2$ deci ajustajul este REBUT termic, se aplică CORECȚIA:

$S_{pk(t)}=S_{med}-\Delta S=50-(+20)=30$ μm.

c.2. Se dau: $D=d=\varnothing=100$ mm; $\alpha_D=15\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $\alpha_d=10\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $t_D=40\,°C$; $t_d=30\,°C$; $S_{max}=60$ μm; $S_{min}=40$ μm; (S_{med} rezultă 50 μm). Prelucrarea se face prin reglare automată.

$\Delta S=100\cdot10\cdot10^{-6}\cdot10-100\cdot15\cdot10^{-6}\cdot20=-20$μm;

$T_s=60-40=20$ μm; $T_s/2=10$ μm; $|\Delta S|>T_{aj}/2$; $20>10$;

Ajustajul este REBUT termic, deci CORECȚIA:

$S_{pk(t)}=S_{med}-\Delta S=50-(-20)=70$ μm.

Scanned with OKEN Scanner

se conclude că pentru păstrarea integrităţii calitative de ajustaj „BUN“ (deci ajustajul nu este REBUT termic), vor fi confirmate relaţiile:

1. dacă $\Delta S>0$ ... $\Delta S<1/2T_{ajs}$,
2. dacă $\Delta S<0$ ... $|\Delta S|<1/2T_{ajs}$, (1.1.164)

Ajustajul devine „REBUT“ termic:

1. dacă $\Delta S>0$ ... $\Delta S>1/2T_{ajs}$,
2. dacă $\Delta S<0$ ... $|\Delta S|>1/2T_{ajs}$, (1.1.165)

când se aplică corecţia conform relaţiei 1.1.163.

1.1.8.2.1.2. Modelul de analiză termică şi de corecţie (ajustaje termice cu strângere, prelucrare automată).

Acest paragraf se rezolvă întocmai ca şi cel din cazul par. 1.1.8.1.1.2. (ajustaje termice cu joc, prelucrare automată). Singura deosebire constă la punctul a. 5, unde drept parametri se dau S_{max} şi S_{min}.

1.1.8.2.1.3. Tratare

b.1. Se calculează $\Delta S=\varnothing\alpha_d(t_d-t_o)-\varnothing\alpha_D(t_D-t_o)$ (mm),

b.2. Se calculează $T_{aj}=S_{max}-S_{min}$ (μm),

b.3. Se transformă ΔS din mm în μm,

b.4. Se compară ΔS cu $T_s/2$,

dacă $|\Delta S|>1/2T_{aj}$, ajustajul este „REBUT“ termic şi se aplică CORECŢIA:

$$S_{pk(t)}=S_{med}-\Delta S \quad \text{unde} \quad S_{med}=\frac{S_{max}+S_{min}}{2}.$$

1.1.8.2.1.4. Exemple de calcul numeric

c.1. Se dau: $D=d=\varnothing=100$mm; $\alpha_D=10\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $\alpha_d=15\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $t_D=30\,°C$; $t_d=40\,°C$; $S_{max}=60$ μm; $S_{min}=40$ μm; ($S_{med}=50$ μm); prelucrarea se face prin reglare automată.

$\Delta S=100\cdot15\cdot10^{-6}\cdot20-100\cdot10\cdot10^{-6}\cdot10=+20$ μm;

$T_s=60-40=20$ μm; $T_s/2=10$ μm;

$\Delta S>T_s/2$ deci ajustajul este REBUT termic, se aplică CORECŢIA:

$S_{pk(t)}=S_{med}-\Delta S=50-(+20)=30$ μm.

c.2. Se dau: $D=d=\varnothing=100$ mm; $\alpha_D=15\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $\alpha_d=10\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $t_D=40\,°C$; $t_d=30\,°C$; $S_{max}=60$ μm; $S_{min}=40$ μm; (S_{med} rezultă 50 μm). Prelucrarea se face prin reglare automată.

$\Delta S=100\cdot10\cdot10^{-6}\cdot10-100\cdot15\cdot10^{-6}\cdot20=-20$μm;

$T_s=60-40=20$ μm; $T_s/2=10$ μm; $|\Delta S|>T_{aj}/2$; $20>10$;

Ajustajul este REBUT termic, deci CORECŢIA:

$S_{pk(t)}=S_{med}-\Delta S=50-(-20)=70$ μm.

Scanned with OKEN Scanner

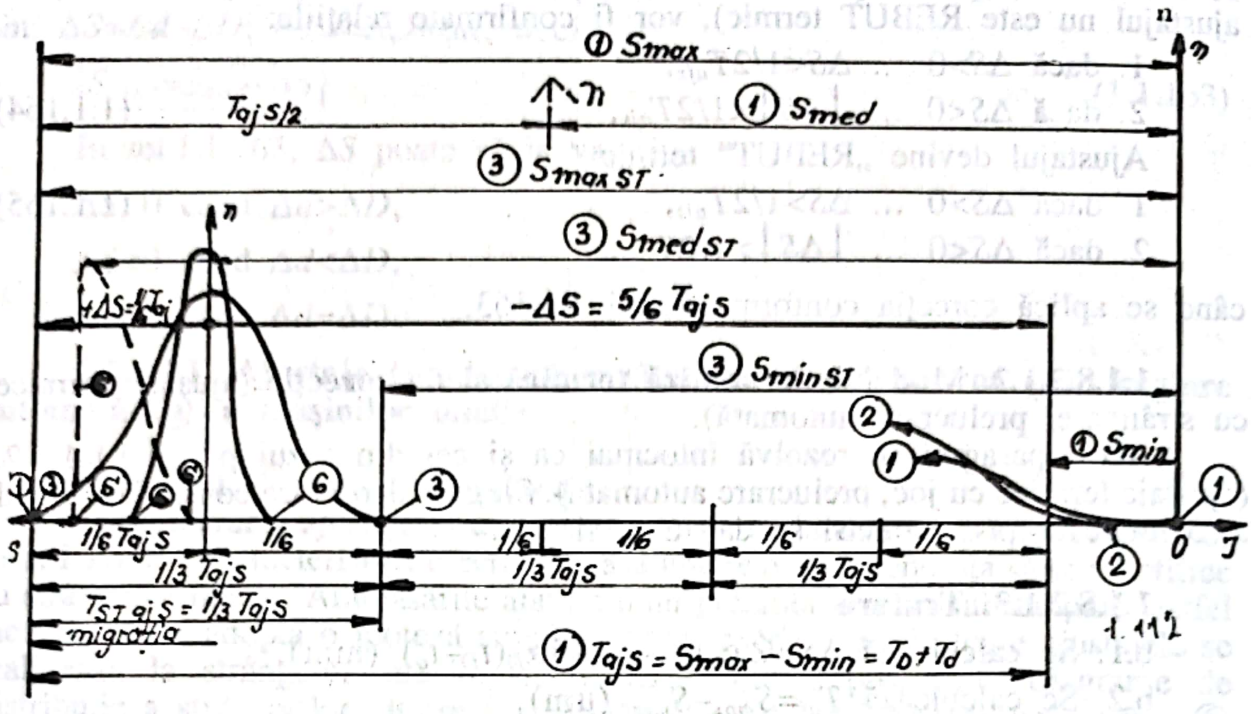


Fig.1.112. Curbele de distribuţie ① şi ⑥, la ajustajele cu strângere prelucrate prin reglare manuală.

1.1.8.2.2. Ajustaje termice cu strângere, la prelucrarea prin reglare manuală (m) a maşinilor unelte.

1.1.8.2.2.1. Condiţii definitorii.

În cazul prelucrării ajustajelor cu strângere, prin reglarea manuală a maşinilor (par. 1.1.7.2.2), caracteristica efectivă în proporţie majoritară, se amplasează cu un grad de aproximaţie convenabil, în prima treime a toleranţei ajustajului. În fig. 1.112, este reprezentată schematic alura curbelor de distribuţie a strângerilor la prelucrarea prin reglare manuală a maşinilor. Curba ⑥ are de fapt un apex (vârf), deplasat înspre strângerea maximă, pentru motivele invocate în cadrul situaţiei similare la ajustajele cu joc (par. 1.1.8.1.2.1). Pentru rezolvare, se acceptă o ipoteză simplificatoare (dar provizorie, provizoratul se elimină în cap. 3), şi anume aceea de amplasare simetrică a curbei ⑥ faţă de 1/2 din 1/3 T_{ajs}. În această condiţie domeniul disponibil pentru ΔS este asimetric, şi anume, pentru păstrarea integrităţii calitative de „BUN" (deci ajustajul nu este termic), se confirmă relaţiile:

1. dacă $\Delta S>0$ ... $\Delta S<1/6T_{ajs}$,
2. dacă $\Delta S<0$ ... $|\Delta S|<5/6T_{ajs}$, (1.1.166)

ajustajul devine „REBUT" termic:

1. dacă $\Delta S>0$ ... $\Delta S>1/6T_{ajs}$,
2. dacă $\Delta S<0$ ... $|\Delta S|>5/6T_{ajs}$, (1.1.167)

când se aplică CORECŢIA, conform rel. 1.1.163.

1.1.8.2.2.2. Modelul de analiză termică şi de corecţie (vezi par. 1.1.8.1.1.2). Singura deosebire este referitoare la punctul a.5, unde drept parametri se dau aici: S_{max} şi S_{min}.

1.1.8.2.2.3. Tratare (vezi par. 1.1.8.1.1.2) cu deosebirea că aici în cadrul punctului b.4, se vor compara:

ΔS cu $1/6T_{aj}$ şi $|\Delta S|$ cu $5/6T_{aj}$, adică,

$\Delta S > 1/6T_{aj}$ sau $|\Delta S| > 5/6T_{aj} \rightarrow$ ajustajul este „REBUT" termic.

1.1.8.2.2.4. Exemple de calcul numeric

c.1. Se dau: $D=d=\varnothing=100$ mm; $\alpha_D=15\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $\alpha_d=10\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $t_D=40$ °C; $t_d=30$°C (butuc cu roată dinţată montat pe arbore cu strângere), $S_{max}=80$ µm; $S_{min}=62$ µm. Prelucrarea se face prin reglare manuală.

$\Delta S=100\cdot10\cdot10^{-6}\cdot10-100\cdot15\cdot10^{-6}\cdot20=-20$ µm;

$T_{ajs}=80-62=18$ µm; $5/6T_{ajs}=5/6\cdot18=15$ µm; $20>15$, se aplică corecţia: $S_{pk(t)}=S_{medST}-\Delta S$;

$S_{medST}=S_{max}-1/6T_{aj}=80-18/6=77$ µm, deci:

$S_{pk(t)}=77-(-20)=97$ µm.

c.2. Se dau: $D=d=\varnothing=100$ mm; $\alpha_D=10\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $\alpha_d=15\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $t_D=25$ °C; $t_d=30$ °C; $S_{max}=80$ µm; $S_{min}=62$ µm. Prelucrarea se face prin reglare manuală.

$\Delta S=100\cdot15\cdot10^{-6}\cdot10-100\cdot10\cdot10^{-6}\cdot5=10$ µm;

$T_{ajs}=80-62=18$ µm; $1/6T_{aj}=3$ µm; $\Delta S>1/6T_{aj}$; $10>3$;

CORECŢIA: $S_{pk(t)}=S_{medST}-\Delta S=77-10=67$ µm.

1.1.8.2.3. Ajustaje termice cu strângere, la prelucrarea prin reglare ⓐ + ⓜ şi montaj mixt ⓜⓧ.

1.1.8.2.3.1. Condiţii definitorii

La prelucrarea mixtă a ajustajelor cu strângere (par. 1.1.7.3.2), caracteristica efectivă, se amplasează cu o frecvenţă remarcabilă în primele 2/3 ale toleranţei ajustajului. În figura 1.113 este reprezentată schematic alura curbelor de distribuţie la prelucrarea ⓐ + ⓜ şi montajul mixt ⓜⓧ, la un ajustaj cu strângere. Şi aici vârful curbei este, în condiţii de valori efective practice, deplasat spre strângerea maximă. Se ţine seama de recomandările de la par. 1.1.8.1.3.1, în sensul acceptului provizoriu a unei ipoteze simplificatoare (se reţine şi aici corecţia care va fi expusă în cap. 3), şi anume aceeaşi potrivit căreia strângerile practice acceptă o distribuţie normală. Atunci domeniul de disponibilitate al lui ΔS este asimetric, fapt care impune, în scopul păstrării condiţiei de ajustaj „BUN", confirmarea relaţiilor:

Scanned with OKEN Scanner

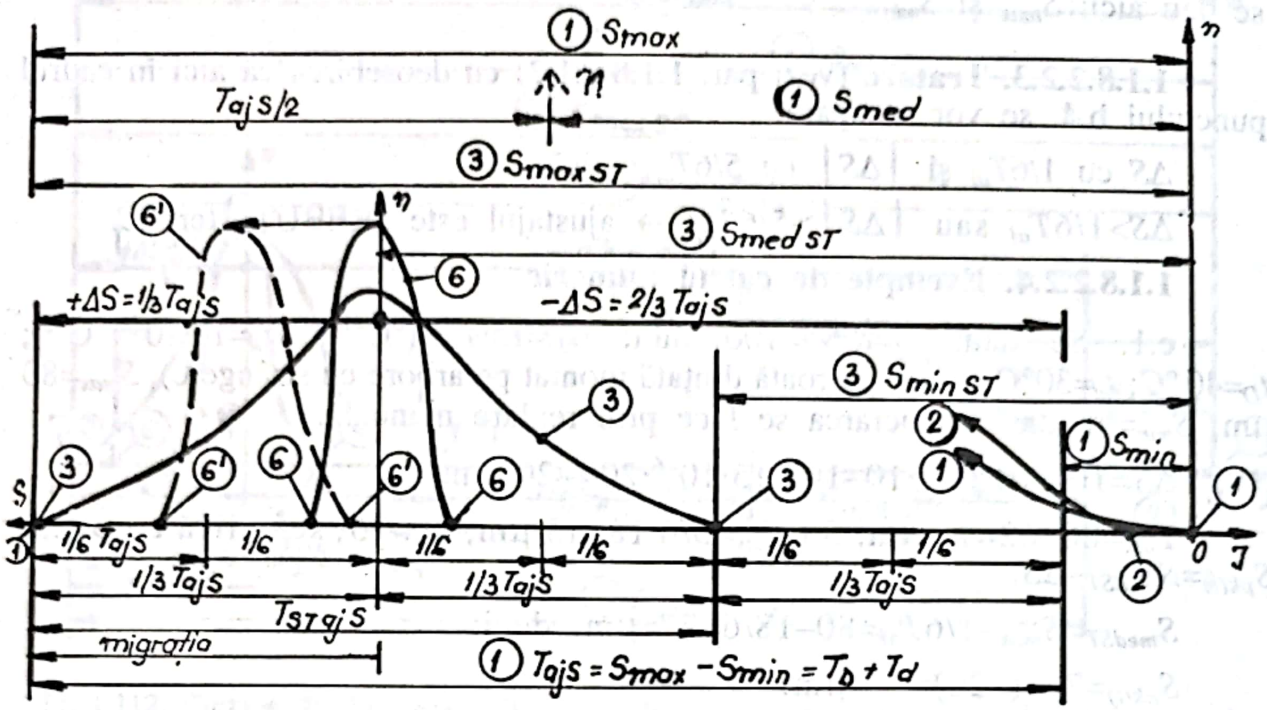


Fig.1.113. Curbele de distribuție ① și ⑥ la ajustajele cu strângere montate mixt.

1. dacă $\Delta S>0$ ... $\Delta S<1/3T_{ajs}$,
2. dacă $\Delta S<0$ ... $|\Delta S|<2/3T_{ajs}$. (1.1.168)

Ajustajul devine „REBUT" termic:

1. dacă $\Delta S>0$ ... $\Delta S>1/3T_{ajs}$,
2. dacă $\Delta S<0$ ... $|\Delta S|>2/3T_{ajs}$ (1.1.169)

caz în care se va aplica CORECȚIA conform rel. 1.1.163.

1.1.8.2.3.2. Modelul de analiză termică și de corecție (vezi par. 1.1.8.1.1.2), cu deosebirea că la punctul a.5 unde, în acest caz, se vor indica drept parametri S_{max} și S_{min}.

1.1.8.2.3.3. Tratare

Se va proceda ca și în par. 1.1.8.2.1.3, cu deosebirea că, la punctul b.4, comparația lui ΔS se va face:

1. pentru $\Delta S>0$ ... $\Delta S>1/3T_{ajs}$ sau
2. pentru $\Delta S<0$ ... $|\Delta S|>2/3T_{ajs}$ când ajustajul devine REBUT termic și se aplică CORECȚIA:

$S_{pk(t)}=S_{medSTtp}-\Delta S$, unde:

$S_{medSTtp}=S_{max}-1/3T_{ajs}$.

Scanned with OKEN Scanner

1.1.8.2.3.4. Exemple de calcul numeric

c.1. Ajustajul dintre inel interior rulment (prelucrat automat) şi arbore (prelucrat manual) prezintă următoarele date: $D=d=\varnothing=100$ mm; $\alpha_D=15\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $\alpha_d=10\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $t_D=50\,°C$; $t_d=20\,°C$; $S_{max}=65$ µm; $S_{min}=20$ µm. Prelucrarea se face ⓐ + ⓜ cu montaj mixt.

$\Delta S=0-100\cdot15\cdot10^{-6}\cdot30=-45$ µm; $T_{aj}=65-20=45$ µm; $1/3T_{aj}=15$µm; $2/3T_{aj}=30$ µm; $\Delta S<0$ se va compara:

$|\Delta S|>2/3T_{aj}$: 45>30; ajustajul este REBUT termic, deci se impune CORECŢIA: $S_{pk(t)}=S_{medSTtp}-\Delta S$;

$S_{pk(t)}=(65-15)-(-45)=95$ µm.

c.2. Acelaşi ajustaj (de la exemplul c.1), adică rulment (prelucrat ⓐ) + arbore (prelucrat ⓜ) montaj mixt, prezintă următoarele date:

$D=d=\varnothing=100$ mm; $\alpha_D=15\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $\alpha_d=10\cdot10^{-6}(°C^{-1})$; $t_D=20\,°C$; $t_d=50\,°C$; $S_{max}=65$ µm; $S_{min}=20$ µm.

$\Delta S=100\cdot10\cdot10^{-6}\cdot30-0=30$ µm; $T_{aj}=65-20=45$ µm;

$1/3T_{aj}=15$ µm; $\Delta S>0$ ... $\Delta S>1/3T_{aj}$: 30>15, ajustajul este termic, se aplică CORECŢIA:

$S_{pk(t)}=S_{medSTtp}-\Delta S=(65-15)-30=20$ µm.

OBSERVAŢIE GENERALĂ: În cadrul lucrării de faţă s-a considerat în calitatea de toleranţă standard (T_{DST}; T_{dST}; T_{ajST}), la prelucrarea prin reglare manuală ⓜ, prima treime a domeniului de dispersie admisibil (cea de la începutul câmpului de toleranţă sau cu alte cuvinte cea dinspre partea de maximum material). În indicaţiile din cazurile majoritare bibliografice, se fac aprecieri aproximative asupra amplasării probabile ale frecvenţei maxime a distribuţiei mărimilor întâmplătoare, şi anume la o treime faţă de dimensiunea limită corespunzătoare maximumului de material. Indicaţia este „livrescă" şi nu are o acoperire mai mare decât amplasările frecvenţei maxime din poziţiile alăturate (fig. 1.114 şi 1.115, unde amplasarea frecvenţei maxime este conformă indicaţiei „livreşti", apexul curbelor 1). În bibliografie nu se poate da împrăştierea în abscisă a mărimilor (fapt imposibil chiar şi sub aspect statistic). Aceasta este dependentă de fiecare caz specific. Pentru a avea limitele repartiţiei în abscisă, la proiectare (în lucrare) s-a considerat domeniul ferm determinat al primei treimi. *Această apreciere coincide şi cu atitudinea de predicţie, în legătură cu creşterea în timp a preciziei tehnologice.*

De fapt *condiţia efectivă* a întregii aluri a curbei de distribuţie este variabilă de la caz la caz şi se apreciază numai în procesul de producţie prin măsurarea şi interpretarea statistică a valorilor efective *(vezi toate exemplele de determinare a valorilor ④, ⑤, ⑥ la toate exemplele din cuprinsul tratării).*

În situaţia în care, în faza de proiectare se acceptă amplasarea maximumului curbei de distribuţie la valoarea indicată (cu aproximaţie), corespunzătoare

Scanned with OKEN Scanner

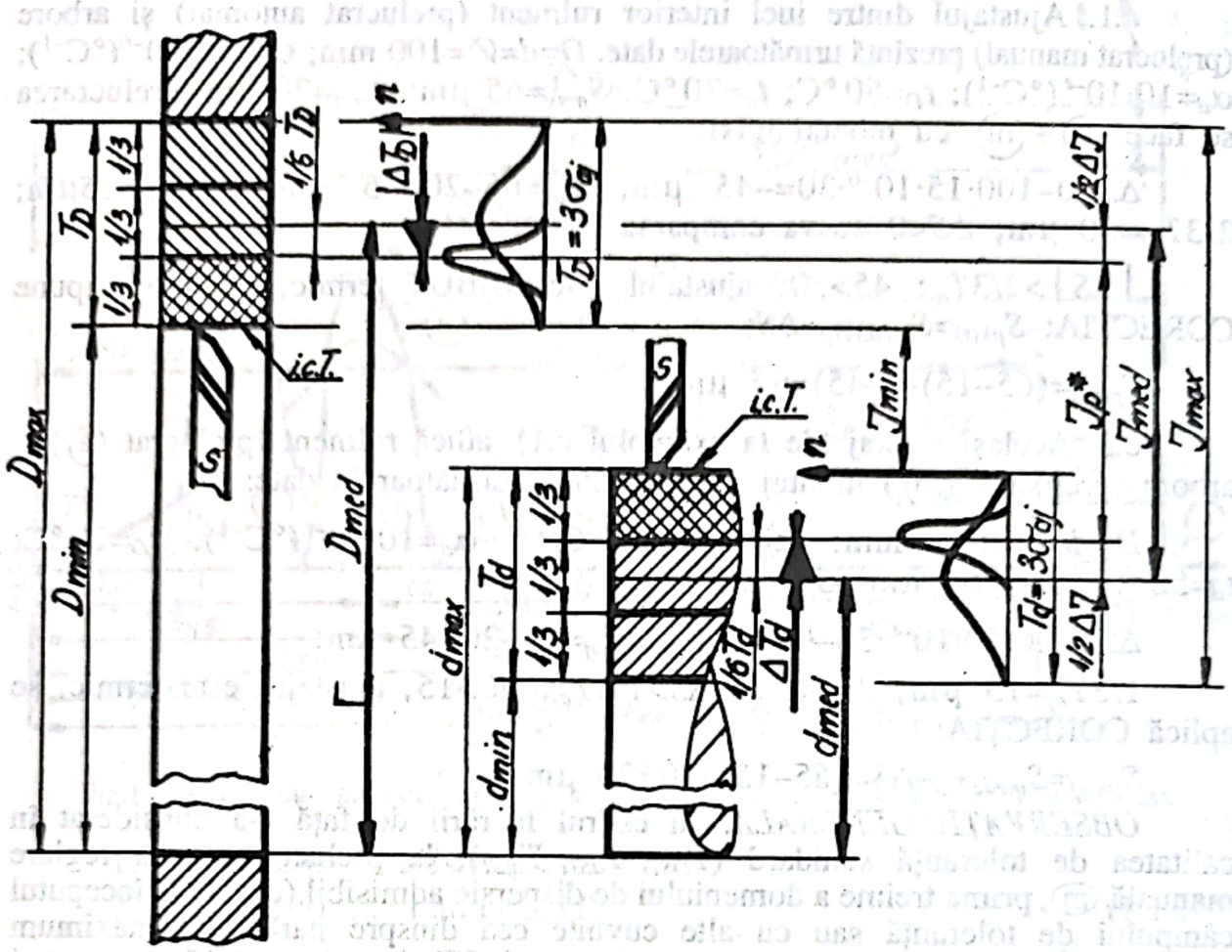


Fig.1.114. Ajustaj cu joc cu variaţiile $|\Delta D| = \Delta d = 1/6\ T_{aj}$

mărimii 1/3 din toleranţa piesei ($1/3T_D$; $1/3T_d$), dinspre partea de maximum de material, pe lângă caracterul de aproximaţie complezentă, PROBLEMA ESTE NEDETERMINATĂ, pe seama marelui semn de întrebare asupra repartiţiei în abscisă ($3\sigma_{piesă}$=???). În lucrare acceptându-se parametrii propuşi se cunosc, atât maximumul curbei de distribuţie (cu o aproximaţie mai mică), cât mai ales repartiţia în abscisă a mărimilor întâmplătoare ($3\sigma_{piesă}=1/3\ T_{piesă}$).

Pentru a trata şi recomandarea din literatură (asupra căreia autorul are rezervele de cuviinţă, dictate de specificaţiile de mai sus) se expune în continuare problema legată de corecţia la variaţia caracteristicilor de asamblare la prelucrare ($J_{medk(p)}$ şi $S_{medk(p)}$).

În fig. 1.114. este reprezentat un ajustaj cu joc, în cazul prelucrării prin reglare manuală a maşinilor unelte, la care maximumul curbei de distribuţie este valoarea $1/3\ T_D$ şi $1/3\ T_d$.

Rezultă relaţiile:

$$J_{med}=J_{opt}=J_{iniţial}=D_{med}-d_{med},$$

Scanned with OKEN Scanner

Jocul practic (J_p*) sau jocul final (J_f):

J_p*$=J_f=D_{med}-1/6T_D-(d_{med}+1/6T_d)$,

$J_f=D_{med}-1/6T_D-d_{med}-1/6T_d$.

Variaţia jocului:

$\Delta J=J_f-J_i=D_{med}-1/6T_D-d_{med}-1/6T_d-D_{med}+d_{med}$,

$\Delta J=-1/6T_D-1/6T_d=-1/6(T_D+T_d)=-1/6T_{aj}$;

Jocul de proiectare corectat (k), la prelucrarea prin reglare manuală (m), în condiţiile recomandării aproximative şi concesive din literatură este:

$J_{p(k)(pm)}=J_{med}-\Delta J=J_{med}-(-1/6T_{aj})$,

$\boxed{J_{p(k)(pm)}=J_{med}+1/6T_{aj}}$.

În cazul montajului mixt, variaţia oricăreia dintre piese este nulă (ΔD=0; sau Δd=0). Se consideră ΔD=0:

$J_{iniţial}=D_{med}-d_{med}$,

$J_{final}=D_{med}\pm0-(d_{med}+1/6T_d)$,

$J_f=D_{med}-d_{med}-1/6T_d$.

Variaţia jocului:

$\Delta J=J_f-J_i=D_{med}-d_{med}-1/6T_d-D_{med}+d_{med}$,

$\Delta J=-1/6T_d$; dacă se admite $T_D=T_d$, şi cunoscând $T_{aj}=T_D+T_d=T$, rezultă: $T_{aj}=2T_{piesă}$, de unde: $T_{piesă}=T_{aj}/2$ (şi $T_d=T_{aj}/2$), deci:

$\Delta J=-1/6T_{aj}/2=-1/12T_{aj}$, iar jocul de proiectare corectat (k) la prelucrare la reglaj mixt (a) + (m):

$\boxed{J_{p(k)(pmx)}=J_{med}+1/12T_{aj}}$.

La prelucrarea prin reglare automată:

$\boxed{J_{p(k)(pa)}=J_{med}\pm0}$.

În fig. 1.115, este reprezentat un ajustaj cu strângere, în cazul prelucrării prin reglare manuală a maşinilor unelte, la care maximumul curbei de distribuţie este la valoarea 1/3 T_D şi 1/3 T_d.

Rezultă relaţiile:

$S_{med}=S_{opt}=S_{iniţială}=d_{med}-D_{med}$.

Strângerea practică (S_p*) sau strângerea finală (S_f):

S_p*$=S_f=d_{med}+1/6T_d-(D_{med}-1/6T_D)$,

$S_f=d_{med}+1/6T_d-D_{med}+1/6T_D$.

Scanned with OKEN Scanner

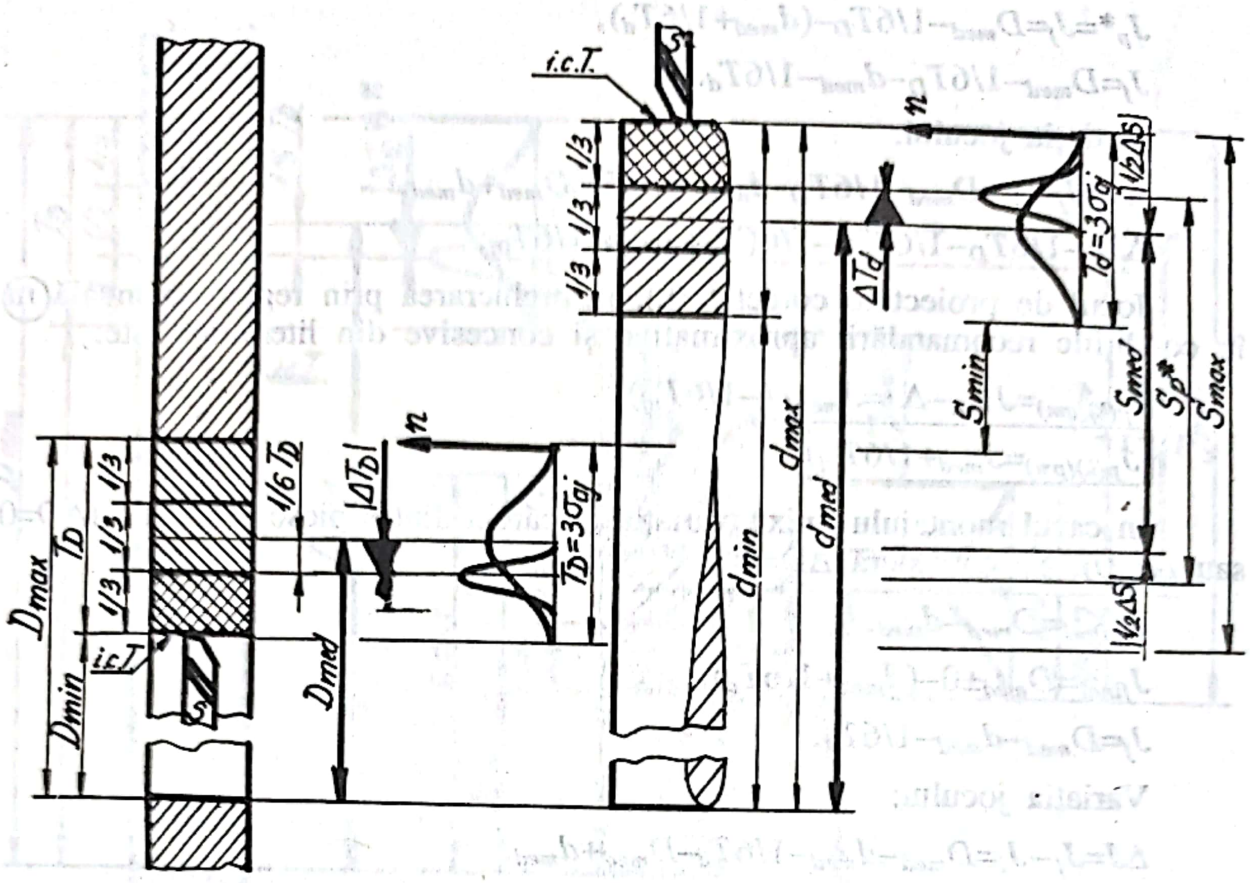


Fig.1.115. Ajustaj cu strângere, cu variațiile $|\Delta D|=\Delta d=1/6T_{aj}$.

Variația strângerii:

$$\Delta S=S_f-S_i=d_{med}+1/6T_d-D_{med}+1/6T_D-d_{med}+D_{med}=1/6T_d+1/6T_D=$$
$$=1/6(T_d+T_D)=1/6T_{aj};$$

Strângerea de proiectare corectată (k), la prelucrarea prin reglare manuală (m), în condițiile recomandării aproximative și concesive, din literatură este:

$$S_{p(k)(pm)}=S_{med}-\Delta S=S_{med}-1/6T_{aj},$$

$$\boxed{S_{p(k)(pm)}=S_{med}-1/6T_{aj}}.$$

În cazul montajului mixt, variația oricăreia dintre piese este nulă ($\Delta D=0$; sau $\Delta d=0$). Se consideră $\Delta D=0$:

$$S_{inițial}=d_{med}-D_{med},$$
$$S_{final}=d_{med}+1/6T_d-(D_{med}\pm 0).$$

Variația strângerii:

$$\Delta S=S_f-S_i=d_{med}+1/6T_d-D_{med}-d_{med}+D_{med}=1/6T_d,$$

dacă se admite $T_D=T_d$, și cunoscând $T_{aj}=T_D+T_d=T$, rezultă:

$T_{aj}=2T_{piesă}$, de unde: $T_{piesă}=T_{aj}/2$ (și $T_d=T_{aj}/2$), deci:

$\Delta S=1/6\cdot T_{aj}/2=1/12T_{aj}$, iar strângerea de proiectare corectată (k) la prelucrarea prin reglaj mixt ⓐ + ⓜ:

$$\boxed{S_{p(k)(mx)}=S_{med}-1/12T_{aj}}.$$

La prelucrare prin reglare automată:

$$\boxed{S_{p(k)(pa)}=S_{med}\pm 0}.$$

Între cele două variante, autorul o propune pe cea dezvoltată în cadrul lucrării, prin justificările aduse apriori.

1.2. Precizia formei geometrice

Prin proiectare, piesele se concep cu o formă geometrică ideală, care rezultă din conţinutul definitoriu al geometriei corpului respectiv. Faţă de această formă, în urma procesului de prelucrare, ca urmare a imperfecţiunii sistemului tehnologic maşină-unealtă – piesă – sculă – dispozitiv, cât şi datorită factorilor însoţitori ai procesului, se obţine o formă efectivă a piesei, formă care prezintă abateri faţă de forma nominală.

Forma geometrică a suprafeţelor pieselor este definită în desenul produsului finit, prin forma suprafeţei, a profilului sau a secţiunii acesteia.

Deoarece abaterile de la forma geometrică se determină pe suprafeţe sau profile, este necesar a se defini atât noţiuni legate de metrologia dreptei cât şi a suprafeţelor.

1.2.1. Metrologia dreptei şi a planului

Se definesc următoarele noţiuni referitoare la profil:

– profilul ideal al piesei – este profilul teoretic. El nominalizează forma geometrică ideală a profilului piesei;

– profilul real – este determinat de intersecţia dintre suprafaţa reală cu un plan de orientare dată;

– profilul efectiv – profilul obţinut prin măsurare. Este profilul real, reprodus cu un anumit grad de aproximaţie de către mijloacele de măsurare;

– profilul adiacent – profilul de aceeaşi formă cu profilul dat (geometric ideal), tangent la profilul efectiv, dinspre partea exterioară materialului piesei şi aşezat astfel încât distanţa maximă dintre profilul efectiv şi cel adiacent să aibă valoare minimă. În cazul în care profilul dat este rectiliniu, profilul adiacent ia forma de dreaptă adiacentă, aceasta este dreapta tangentă la profilul efectiv dinspre partea exterioară a materialului piesei, şi aşezată în aşa fel încât distanţa dintre punctul cel mai îndepărtat al profilului efectiv şi dreapta adiacentă să aibă valoarea sa cea mai mică;

– lungimea de referinţă este lungimea profilului în limitele căreia se determină o abatere. Ea poate fi egală cu toată lungimea, sau cu o porţiune determinată din profilul real.

În funcţie de forma profilului efectiv (cel rezultat prin prelucrare şi determinat prin măsurări) şi de abaterea acestuia de la rectilinitate, dreapta adiacentă poate să ia poziţii faţă de două forme de bază ale profilului: concav sau convex.

Scanned with OKEN Scanner

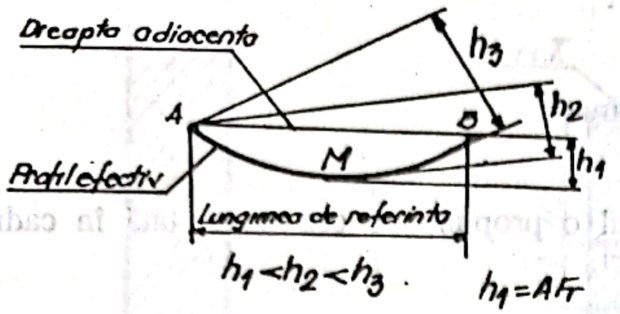


Fig. 1.116 Poziţia dreptei adiacente a unui profil efectiv concav.

Dreapta adiacentă a profilului efectiv concav (fig. 1.116), trebuind să fie exterioară profilului, va putea fi tangentă la profil numai în punctele extreme A şi B situate la limitele lungimii de referinţă. De asemenea se observă că, punctul cel mai îndepărtat de dreapta adiacentă este punctul M (situat la mijlocul distanţei AB).

Dacă se notează distanţele dintre dreapta adiacentă şi profilul efectiv cu h, se constată că valoarea minimă a acestei distanţe este $h_1 < h_2 < \ldots < h_n$. Valoarea h_1 ia naştere numai atunci când dreapta adiacentă trece prin punctele A şi B, cu alte cuvinte când ea se confundă cu tangenta comună a punctelor A şi B. Rezultă atunci punctul M, ca fiind cel mai îndepărtat de profilul efectiv. De aici rezultă şi abaterea de la rectilinitatea profilului la valoarea $AF_r = h_1$. În concluzie, în cazul unui profil efectiv concav, dreapta AB va fi dreapta adiacentă prin unirea punctelor extreme A şi B ale profilului efectiv.

Profilul efectiv se raportează faţă de un sistem de axe de coordonate rectangulare, în care dreapta AB se ia ca axă a absciselor. Atunci abaterea de la rectilinitate AF_r, într-o direcţie perpendiculară pe dreapta AB, va fi egală cu ordonata punctului M. Se va numi „plan de măsurare" planul în care se află axele de coordonate, dreapta AB va fi denumită „dreaptă de referinţă", iar distanţa AB se va considera „lungime de referinţă".

Profilul efectiv convex (fig. 1.117), permite dreptei adiacente de a putea fi situată în orice punct al acesteia. Se observă că valoarea minimă a distanţei h_1 dintre punctul cel mai îndepărtat al profilului efectiv (A sau B) şi dreapta adiacentă, se obţine numai atunci când această dreaptă este paralelă cu dreapta AB. Aşadar la un profil convex, dreapta adiacentă se obţine ducând prin punctul T al profilului (punctul T fiind cel mai îndepărtat de dreapta AB) o paralelă la dreapta care uneşte extremităţile profilului. Prin aceasta se determină şi abaterea de la rectilinitate a profilului respectiv AF_r, ca fiind egală cu distanţa dintre punctul T şi dreapta AB. Profilul efectiv se referă faţă de un sistem de axe de coordonate rectangulare, la care dreapta AB se constituie drept axă a absciselor. Abaterea AF_r va fi ordonata punctului T.

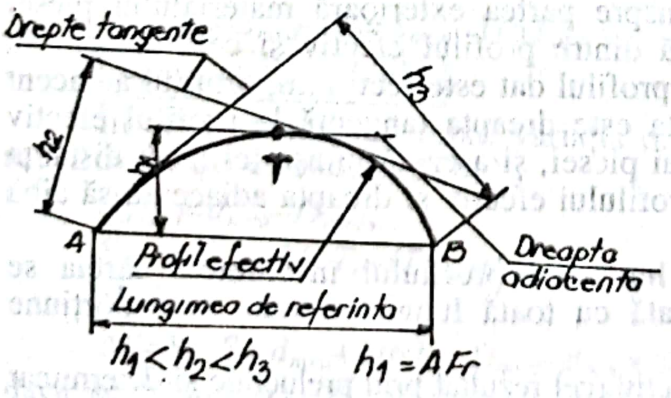


Fig.1.117. Poziţia dreptei adiacente a unui profil efectiv convex.

Scanned with OKEN Scanner

Dacă considerăm un profil efectiv oarecare (fig. 1.118), care este compus din mai multe profile de diferite forme, dreapta care unește punctele A și B, împarte profilul în profile efective componente, care sunt cuprinse de-a lungul următoarelor sectoare: A–1; 1–2; 2–3; 3–4 și 4–B.

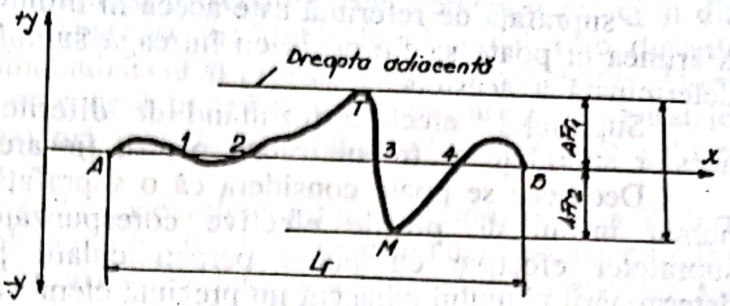


Fig. 1.118. Profil efectiv oarecare.

Punctele cele mai îndepărtate ale profilului sunt notate cu T și M aparținând sectoarelor 2–3 respectiv 3–4. În sectorul 2–3, dreapta adiacentă profilului va fi aceea care trece prin punctul T și va fi paralelă cu segmentul 2–3, care la rândul său se confundă cu dreapta AB. Abaterea de la rectilinitate pentru acest sector va fi AF_{r1}, și are valoarea distanței dintre punctele 2 sau 3 la dreapta adiacentă. Dreapta adiacentă a profilului din sectorul 3–4 va fi exterioară profilului, va trece prin punctul M, și va fi dreapta adiacentă a întregului profil efectiv oarecare. Abaterea de la rectilinitate a sectorului 3–4 se notează cu AF_{r2} și va fi distanța dintre punctul M și segmentul 3–4. Și în acest caz întregul profil se referă la un sistem de axe de coordonate la care dreapta AB va fi axa absciselor.

Abaterea de la rectilinitate a întregului profil efectiv oarecare, va fi determinată prin efectuarea diferenței algebrice dintre ordonata maximă și ordonata minimă:

$$AF_r = AF_{r1} - AF_{r2}. \qquad (1.2.1)$$

Toleranța rectilinității TF_r, este valoarea maximum admisibilă a abaterii de la rectilinitate, sau domeniul de dispersie admisibil al acestor abateri. Mărimea câmpului de toleranță odată precizată, se necesită necondiționat a fi specificată și lungimea de referință. Aceasta, cel mai adesea, nu va cuprinde capetele piesei, deoarece acestea nu posedă o formă geometrică ideală, fiind rotunjite, având bavuri sau abateri de la rectilinitate.

Toate profilele amintite aparțin desigur unor suprafețe. Acestea se definesc:

– suprafața ideală a piesei – suprafața care caracterizează sub aspect teoretic forma pieselor. Ea are o formă geometric bine stabilită și nominalizează forma piesei;

– suprafața reală – suprafața care rezultă din prelucrare, este suprafața care delimitează corpul și îl separă de mediul înconjurător. Este locul unde se echilibrează forțele interne cu cele externe;

– suprafața efectivă – suprafața obținută prin măsurare, care se poate defini și ca suprafață reală a piesei reprodusă cu un anumit grad de aproximație de către mijloacele de măsurare;

– suprafața adiacentă – suprafața de aceiași formă cu suprafața prescrisă (suprafața ideală), tangentă la suprafața efectivă dinspre partea exterioară a materialului piesei. Ea este așezată astfel încât distanța maximă către suprafața adiacentă să aibe valoare minimă. Ea are formă plană și se numește plan adiacent;

Scanned with OKEN Scanner

– suprafaţa de referinţă este aceea în limitele căreia se determină abaterea. Mărimea ei poate să fie egală cu întreaga suprafaţă efectivă, sau cu o porţiune determinată a acesteia.

Suprafeţele efective rezultând de diferite forme, planele adiacente ale acestor suprafeţe ar trebui tratate pentru fiecare caz în parte.

Deoarece se poate considera că o suprafaţă efectivă este formată dintr-un număr infinit de profile efective corespunzătoare, rezultate din intersecţia suprafeţei efective cu plane perpendiculare pe planul adiacent, problema determinării planului adiacent nu prezintă elemente de noutate faţă de cele tratate la profile adiacente, şi ca atare nu se va mai insista asupra acestui aspect.

1.2.2. Metrologia cilindrului

În tehnică un număr considerabil de piese posedă formă cilindrică sau derivă din forme cilindrice prin prelucrări ulterioare. Astfel, asamblările cilindrice netede de forma alezaj-arbore în diferite grupe şi feluri de ajustaje, cu diferite mărimi ale jocului sau ale strângerii, sau piese care derivă din forme cilindrice netede ca: filete, arbori şi butuci cu pene sau caneluri, roţi dinţate cilindrice etc. Abaterile de la forma cilindrică ale acestora au o influenţă negativă asupra rolului funcţional al asamblării. În cazul asamblărilor cu joc, din cauza abaterilor de la forma cilindrică, valoarea caracteristicii de asamblare, respectiv jocul, variază atât în secţiune transversală cât şi longitudinală.

La asamblările cilindrice cu strângere, se manifestă prin slăbirea strângerii şi micşorarea suprafeţei efective de asamblare.

Elementele ce se pot defini pentru o suprafaţă cilindrică sunt:

– cilindrul adiacent, prin care se înţelege cilindrul cu diametrul minim circumscris suprafeţei exterioare efective la piesele de tip arbore (fig. 1.119 a), sau cilindrul cu diametrul maxim înscris în suprafaţa interioară efectivă la piesele de tip alezaj (fig. 1.119 b).

– abaterea de la circularitate AF_c, este distanţa maximă dintre profilul efectiv şi cercul adiacent;

– toleranţa la circularitate TF_c, este valoarea maximă admisă a abaterii de la circularitate. Zona toleranţei la circularitate este cuprinsă între cercul adiacent şi un cerc concentric cu acesta (cu raza mai mică la arbori şi mai mare la alezaje; diferenţa razelor fiind egală cu valoarea toleranţei la circularitte);

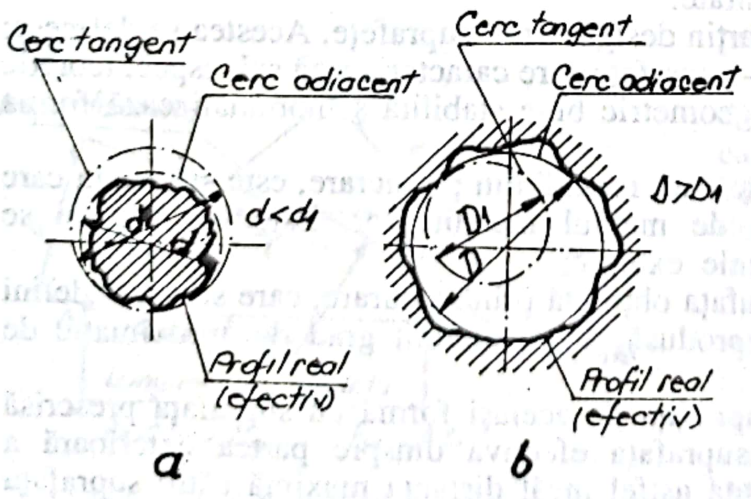


Fig. 1.119. Cilindri adiacenţi ai pieselor unui ajustaj.

– abaterea de la cilindricitate AF_1, este distanţa maximă dintre suprafaţa efectivă şi cilindrul adiacent în limitele lungimii de referinţă. Această abatere se

Scanned with OKEN Scanner

compune din abaterea de la circularitate în secţiune transversală a piesei şi din abaterea profilului longitudinal. Abaterea profilului longitudinal este distanţa maximă dintre profilul longitudinal adiacent şi profilul longitudinal efectiv. Drept profil longitudinal adiacent se consideră perechea de drepte adiacente paralele, aşezate astfel încât distanţa maximă faţă de profilul efectiv să fie de valoare minimă;

– toleranţa la cilindricitate TF_1, este valoarea maximă admisibilă a abaterii de la cilindricitate. Domeniul toleranţei la cilindricitate este cuprins între cilindrul adiacent şi un cilindru coaxial cu acesta, având raza mai mică (la arbore), sau raza mai mare (la alezaj), diferenţa razelor fiind egală cu valoarea toleranţei la cilindricitate.

1.2.3. Abaterile de la forma geometrică

Abaterile de la forma geometrică vor fi tratate atât pentru piesele cilindrice netede cât şi pentru cele delimitate de suprafeţe plane (tab. 1.38).

1.2.3.1. La piesele cilindrice netede

1.2.3.1.1. În secţiune transversală

a) ***Ovalitatea.*** Este o abatere de la forma circulară a secţiunii transversale a unei piese cilindrice netede. În fig. 1.120, este reprezentat câmpul de toleranţă al dimensiunilor D (pentru alezaj) şi d (pentru arbore). Acestea sunt: $T_D = D_{max} - D_{min}$ şi $T_d = d_{max} - d_{min}$. Profilul efectiv al piesei, rezultat în secţiunea transversală (prin intersecţia cu un plan perpendicular pe axa geometrică), este cuprins în toleranţa dimensiunii, dar nu este circular (forma profilului geometric ideal).

El este oval, abatere care se caracterizează prin existenţa a două diametre, L şi l în aceeaşi secţiune, diferite ca mărime şi aproximativ perpendiculare. Valoarea ovalităţii ca distanţă maximă între cercul adiacent şi profilul efectiv este dată de diferenţa dintre diametrul maxim şi cel minim. Aceasta reprezintă dublul abaterii de la circularitate:

$$2\,AF_c = L - l. \qquad (1.2.2)$$

Ovalitatea apare în cazul prelucrării pieselor cilindrice netede în următoarele situaţii:

– atunci când axa geometrică a piesei nu se confundă cu axa sa de rotaţie în timpul prelucrării (fig. 1.121), şi dacă adaosul de prelucrare este mai mic decât excentricitatea „e", piesa rezultă ovală;

– datorită unei ovalităţi rezultate de la prelucrările anterioare (fig. 1.122), când în timpul prelucrării piesa exercită un efect de „camă" asupra sistemului elastic maşină unealtă-dispozitiv-sculă-piesă. Acest efect intervine tocmai când

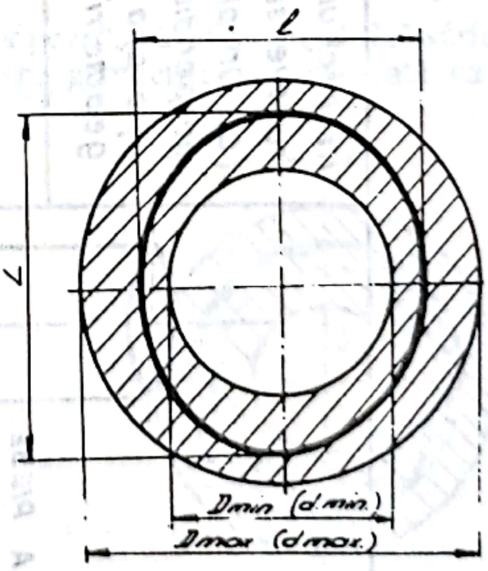
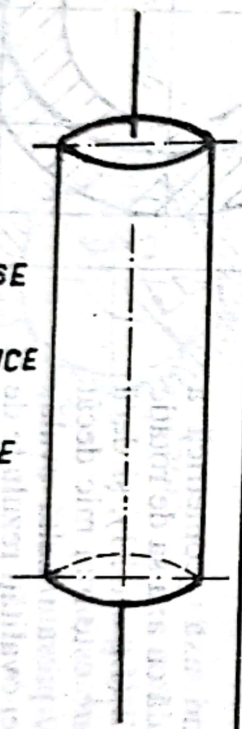
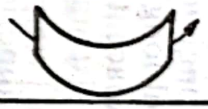
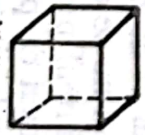


Fig. 1.120. Ovalitatea.

Scanned with OKEN Scanner

Abateri de la forma geometrică (*AF*) — *Tabelul 1.38*

LA PIESE CILINDRICE NETEDE 	în secțiune transversală (cu un plan perpendicular pe axa geometrică)	abateri de la circularitate (AFc)	ovalitatea	
			poligonalitatea	
			forma oarecare	
	în secțiune longitudinală (cu un plan meridian)	abatere de la paralelismul generatoarei	conicitatea	
		abateri de la rectilinitatea generatoarei	dubla concavitate (forma mosor)	
			dubla convexitate (forma butoi)	
			forma strîmbă	
			forma oarecare	
LA PIESE DELIMITATE DE SUPRAFETELE PLANE (POLIEDRII) 	abateri de la rectilinitate (AFr)	a muchiilor		
		a unei suprafețe într-o anumită direcție „d"		
	abatere de la planitate (AFp)	a suprafețelor		

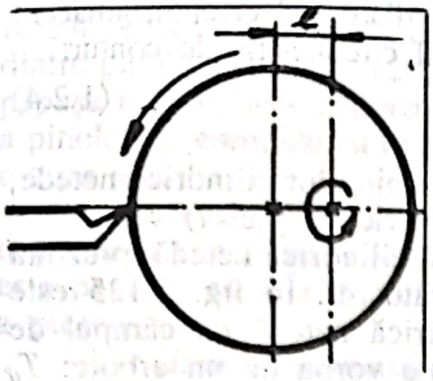


Fig. 1.121. Neconcentricitatea axelor.

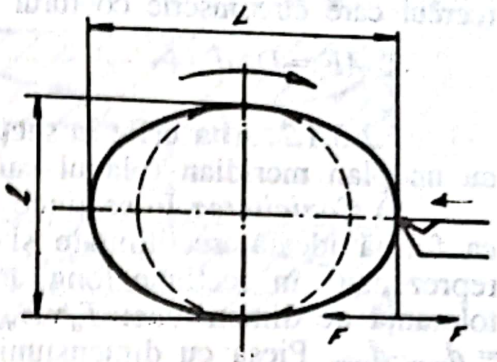


Fig. 1.122. Efectul de "camă".

piesa expune prelucrării partea cu diametrul maxim L, unde grosimea aşchiei este mai mică. Dacă adaosul de prelucrare este mai mic decât valoarea $2\ AF_c = L - l$, piesa rezultă cu un anumit grad de ovalitate;

– datorită ovalităţii arborelui principal al strungului sau a maşinii de rectificat, când această ovalitate se copiază pe piesă;

– datorită ovalităţii arborelului principal al maşinii de găurit sau alezat când burghiul, respectiv alezorul, execută o mişcare planetară (de rotaţie în jurul axei proprii şi în jurul profilului determinat de abaterea arborelului principal).

b) ***Poligonalitatea.*** Este abaterea de la forma circulară a secţiunii transversale a unei piese cilindrice netede (fig. 1.123). Profilul efectiv al piesei este cuprins în domeniul de dispersie admisibil al dimensiunilor piesei. El se prezintă „poligonal" având conturul format din arce de cerc, sau din faţete mai mult sau mai puţin plane. Valoarea poligonalităţii este dată de diferenţa dintre diametrul cercului care circumscrie conturul poligonal (cercul adiacent) şi valoarea minimă a distanţei dintre două feţe ale poligonului (diametrul cercului concentric cu cercul adiacent);

$$2\ AF_c = d - l. \qquad (1.2.3)$$

Poligonalitatea apare la rectificarea arborilor pe maşină de rectificat fără vârfuri.

c) ***Forma oarecare.*** Piesa nu are abatere geometric nominalizată ca şi ovalitatea şi poligonalitatea (fig. 1.124).

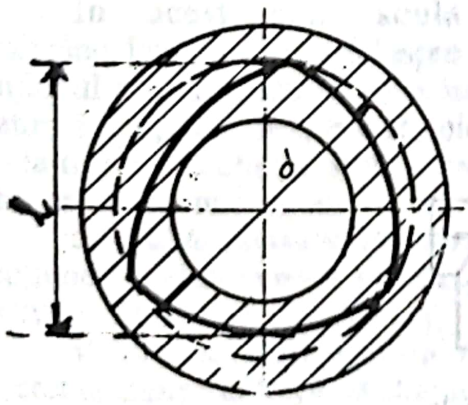


Fig. 1.123. Poligonalitatea.

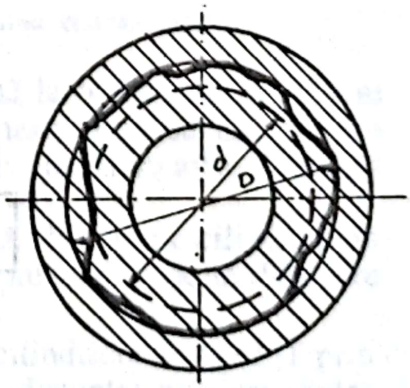


Fig. 1.124. Forma oarecare.

Valoarea abaterii se exprimă prin diferența dintre diametrul cercului adiacent (cercul care circumscrie conturul oarecare) și diametrul circumscris de contur:

$$2\ AF_c = D - d. \qquad (1.2.4)$$

1.2.3.1.2. Abaterile în secțiune longitudinală, a pieselor cilindrice netede, cu un plan meridian (planul care conține axa geometrică a piesei) sunt:

a) ***Conicitatea.*** În secțiune longitudinală, o piesă cilindrică netedă, prezintă ca formă ideală, rectilinitate și paralelism al generatoarei. În fig. 1.125 este reprezentată în secțiune longitudinală o piesă cilindrică netedă cu câmpul de toleranță de dimensiune: $T_d = D_{max} - D_{min}$, sau dacă este vorba de un arbore: $T_d = d_{max} - d_{min}$. Piesa cu dimensiunile sale efective, este cuprinsă în domeniul de dispersie admisibil pentru dimensiuni. Generatoarea este rectilinie însă neparalelă, rezultând o formă conică. Această abatere se caracterizează prin existența a două diametre ca valoare, situate la capetele piesei; D_1 (d_1) și D_2 (d_2). Valoric, conicitatea se exprimă prin diferența dintre cele două diametre extreme, care este dublul distanței maxime dintre cilindrul adiacent și suprafața efectivă (sau dublul abaterii de la forma cilindrică):

$$2\ AF_1 = D_1 - D_2, \qquad (1.2.5)$$

Conicitatea apare la piese prelucrate prin proces de revoluție în următoarele cazuri:

– la prelucrarea pieselor prinse în universal (fig. 1.126), când datorită creșterii deformației piesei pe seama creșterii momentului, odată cu îndepărtarea sculei de universal, diametrul piesei crește treptat, aceasta rezultând de formă conică;

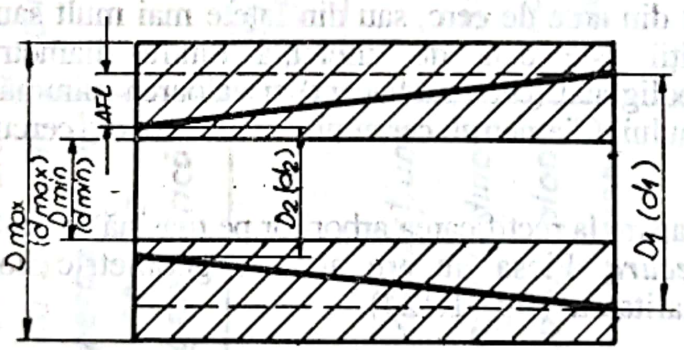


Fig. 1.125. Conicitatea.

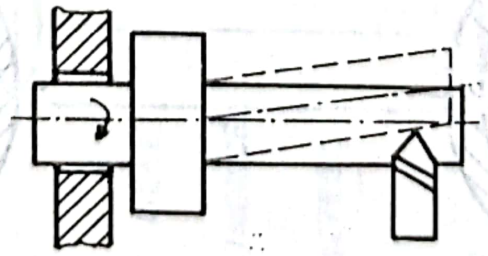


Fig. 1.126. Apariția conicității la prelucrarea în universalul mașinii.

Scanned with OKEN Scanner

– când prelucrarea se face între vârfuri, datorită jocului dintre pinolă şi alezajul său din păpuşa mobilă, axa geometrică a pinolei nu coincide cu axa de rotaţie a universalului;

– când direcţia de deplasare a saniei port-sculă, nu este paralelă cu axa de rotaţie a piesei.

b) ***Dubla concavitate*** (forma mosor). Este abaterea de la forma cilindrică în secţiune longitudinală în formă de "şa", la care generatoarea nu este rectilinie. Se caracterizează prin existenţa a două diametre extreme ca valoare, dintre care cel mai mare este la unul dintre cele două capete, iar cel mai mic aproximativ la mijlocul piesei (fig. 1.127). Valoric se caracterizează ca o dublă abatere de la forma cilindrică, prin diferenţa dintre cele două diametre extreme (sau dublul distanţei maxime dintre cilindrul adiacent şi suprafaţa efectivă):

$$2\,AF_1 = D_1 - D_2 \qquad (1.2.6)$$

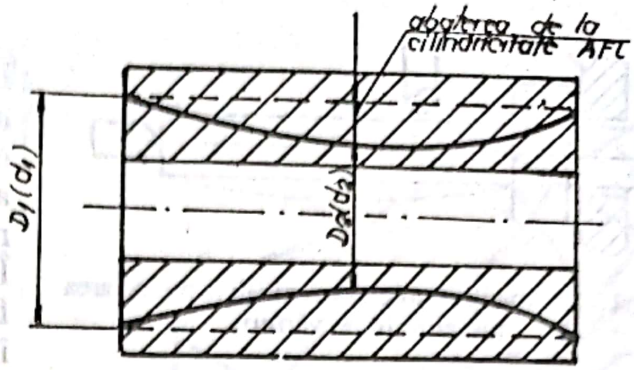


Fig. 1.127. Dubla concavitate.

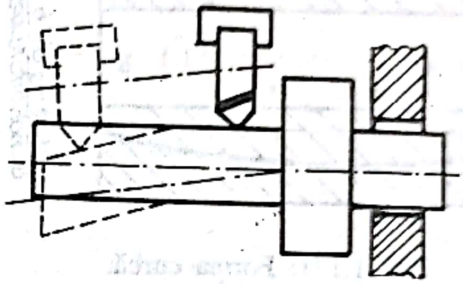


Fig. 1. 128. Apariţia dublei concavit

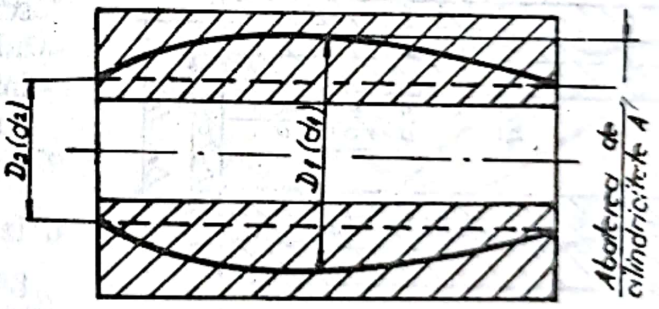


Fig. 1. 129. Dubla convexitate.

Dubla concavitate apare la prelucrarea arborilor în universal, când direcţia de deplasare a sculei nu este paralelă cu axa de rotaţie a piesei (fig. 1.1.28).

În acest caz, scula înaintând dinspre universal înspre mijlocul piesei, tinde să micşoreze diametrul piesei până la o distanţă de la care datorită creşterii mometului, piesa începe să se deformeze şi să se îndepărteze de la frontul de atac al sculei. De aici şi până la capătul ei, piesa va avea diametru din ce în ce mai mare.

c) ***Dubla convexitate*** (forma butoi). Ca abatere de la forma cilindrică în secţiune longitudinală a piesei, se caracaterizează prin prezenţa a două diametre extreme $D_1(d_1)$ şi $D_2(d_2)$ (fig. 1.129).

Valoric se defineşte ca o dublă abatere de la cilindricitate ($2AF_1$) prin diferenţa dintre cele două diametre extreme (sau dublul distanţei maxime dintre cilindrul adiacent şi suprafaţa efectivă):

Scanned with OKEN Scanner

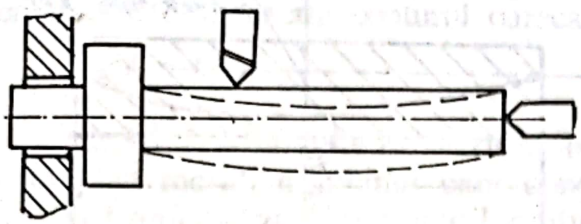


Fig. 1.130. Apariţia dublei convexităţii la prelucrarea pieselor între vârfuri.

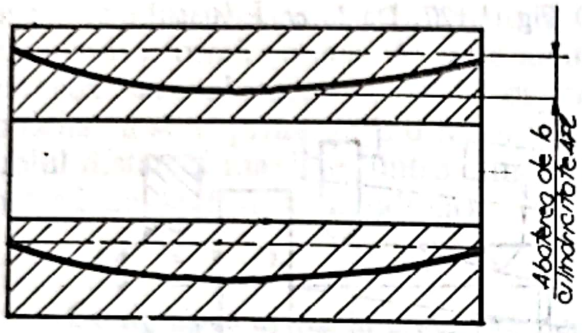


Fig. 1.131. Forma curbă.

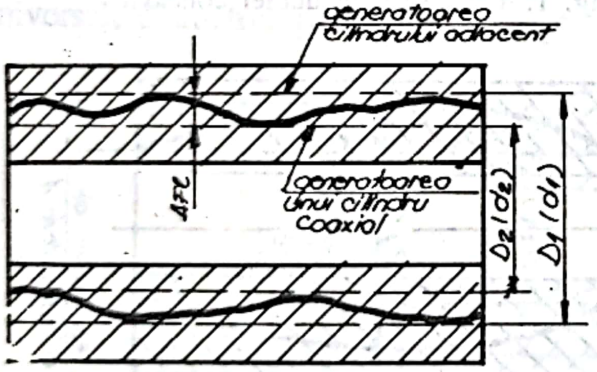


Fig. 1.132. Forma oarecare.

$$2\,AF_1 = D_1 - D_2. \qquad (1.2.7)$$

Forma butoi apare la prelucrarea pieselor lungi între vârfuri, la care datorită deformaţiei piesei la o valoare maximă în dreptul secţiunii de acţionare a momentului maxim piesa rezultă mai groasă spre mijloc (fig. 1.130). În această situaţie chiar şi în cazul folosirii unei linete, (deformaţia apare în linete), deformaţia apare în limitele admise de jocul dintre linetă şi piesă.

d) ***Forma curbă.*** Este un caz particular al abaterilor de la forma geometrică în secţiunea longitudinală a piesei (fig. 1.131), când, deşi piesa are peste tot acelaşi diametru, generatoarea sa nu este rectilinie ci are o formă curbă.

e) ***Forma oarecare.*** (fig. 1.132). În cazul în care piesa rezultă în urma prelucrării ca abatere de formă oarecare, (forma abaterii nu se încadrează în una din formele tratate anterior), valoarea abaterii se determină ca semidiferenţă între diametrul cilindrului adiacent şi diametrul unui cilindru înscris suprafeţei efective şi coaxial cu cilindrul adiacent.

$$2\,AF_1 = D_1 - D_2. \qquad (1.2.8)$$

1.2.3.2. Abaterile de la forma geometrică a pieselor delimitate de suprafeţe plane.

1.2.3.2.1. Abaterea de la rectilinitate:

a) a unei muchii, se exprimă prin distanţa maximă dintre profilul efectiv şi dreapta adiacentă în limitele lungimii de referinţă (fig. 1.133)

b) a unei suprafeţe într-o anumită direcţie, (fig. 1.134) se exprimă ca şi în cazul precedent.

1.2.3.2.2. Abaterea de la planitate AF_p, este o abatere de la rectilinitate într-o infinitate de direcţii. Se exprimă prin distanţa maximă dintre suprafaţa efectivă şi planul adiacent în limitele suprafeţei de referinţă (fig. 1.135)

Scanned with OKEN Scanner

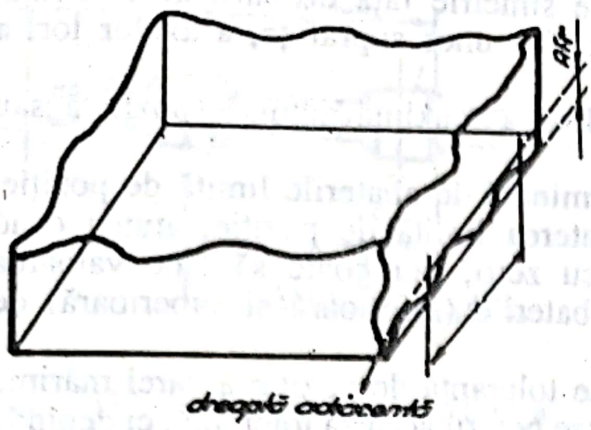


Fig. 1.133. Abaterea de la rectilinitatea unei muchii.

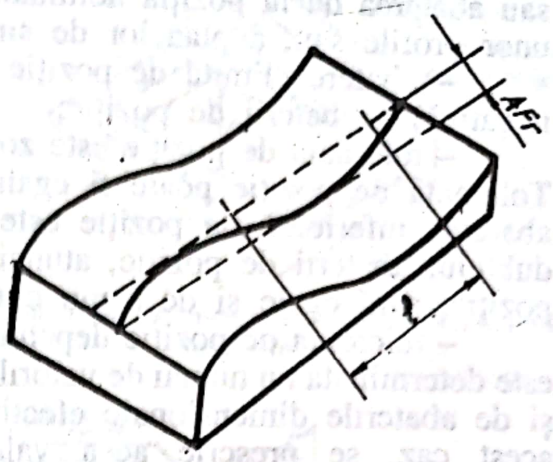


Fig. 1.134. Abaterea de la rectilinitate a unei suprafeţe.

1.3. Precizia poziţiei reciproce a axelor şi a suprafeţelor

Acestea se completează prin nominalizarea poziţiilor reciproce a suprafeţelor, a axelor, a profilelor şi a planelor de simetrie. Abaterile se iau în raport cu anumite „baze de referinţă" sau în raport cu abaterea de la poziţia nominală reciprocă a acestora. Nominalizarea poziţiei se face:

a) între două axe geometrice (ax–ax);

b) între o axă geometrică şi o suprafaţă (ax–s);

c) între două suprafeţe plane (s–s).

Pentru oricare dintre cele trei situaţii expuse anterior, abaterile de la poziţia reciprocă pot să fie referite în două cazuri:

– pe piesa considerată individual;

– pe piesa montată (când referirile se fac faţă de alte piese montate).

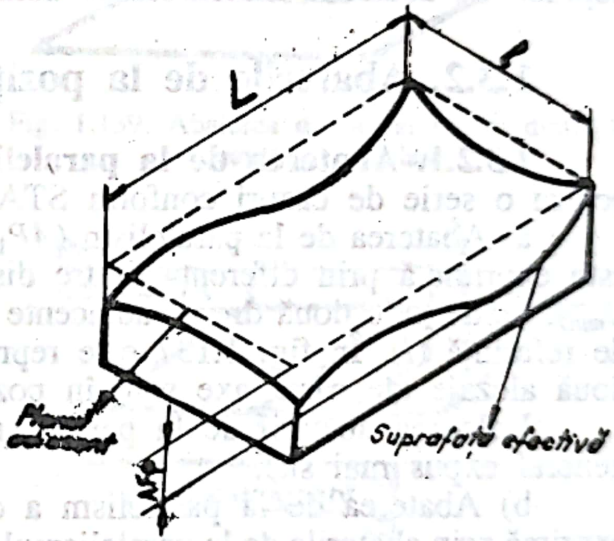


Fig. 1.135. Abaterea de la planitate.

1.3.1. Noţiuni definitorii ale elementelor de poziţie reciprocă

– poziţia nominală este poziţia suprafeţei, a axei, a profilului sau a planului de simetrie, determinate prin cote nominale liniare şi (sau) unghiulare, faţă de baza de referinţă sau faţă de o altă suprafaţă, axă, profil sau plan de simetrie;

– baza de referinţă este suprafaţa, linia sau punctul, faţă de care se determină poziţia nominală a suprafeţei sau a elementului considerat;

Scanned with OKEN Scanner

– abaterea de la poziţie este abaterea de la poziţia nominală a unei suprafeţe, a axei ei, a unui profil, sau a unui plan de simetrie faţă de baza de referinţă, sau abaterea de la poziţia nominală reciprocă a unor suprafeţe, a axelor lor, a unor profile sau, a planelor de simetrie;

– abaterea limită de poziţie este valoarea maximă admisă (pozitivă sau negativă) a abaterii de poziţie;

– toleranţa de poziţie este zona determinată de abaterile limită de poziţie. Toleranţa de poziţie poate fi egală cu abaterea limită de poziţie, atunci când abaterea inferioară de poziţie este egală cu zero, sau poate să aibe valoarea dublului abaterii de poziţie, atunci când abaterile (inferioară şi superioară) de poziţie, sunt egale şi de semn contrar;

– toleranţa de poziţie dependentă, este toleranţa de poziţie a cărei mărime este determinată nu numai de valorile prescrise pentru această toleranţă, ci depinde şi de abaterile dimensionale efective ale altor elemente ale aceleiaşi piese. În acest caz, se prescrie acea valoare a toleranţei de poziţie care asigură interschimbabilitatea la condiţia de „maximum de material" al suprafeţelor de care ea depinde;

– toleranţa de poziţie independentă, este acea toleranţă de poziţie a cărei mărime este determinată numai prin abaterile limită de poziţie prescrise şi nu depinde de abaterile dimensionale admisibile sau efective ale piesei.

1.3.2. Abaterile de la poziţia reciprocă

1.3.2.1. Abaterea de la paralelism (AP_1), neparalelismul, va fi tratată pentru o serie de cazuri conform STAS 7384–88.

a) Abaterea de la paralelism (AP_1) a două drepte într-un plan (fig. 1.136) este exprimată prin diferenţa dintre distanţa maximă (l_{max}) şi distanţa minimă (l_{min}), dintre cele două drepte adiacente coplanare, măsurată în limitele lungimii de referinţă (l). În fig. 1.137 este reprezentată o piesă în care sunt practicate două alezaje ale căror axe sunt în poziţie paralelă coplanară.

Valoarea abaterii de la paralelism AP_1, este determinată ca şi în cazul general expus mai sus.

b) Abaterea de la paralelism a două drepte în spaţiu (AP_{lx} şi AP_{ly}), se exprimă prin abaterile de la paralelismul proiecţiilor celor două drepte încrucişate, pe două plane reciproc perpendiculare. Unul din plane este determinat de una din dreptele adiacente şi de un punct extrem al lungimii de referinţă a celei de a doua drepte (fig. 1.138).

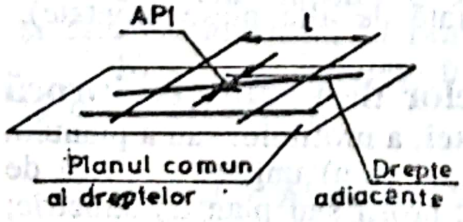


Fig. 1.136. Abaterea de la paralelism a două drepte într-un plan.

Abaterea de la paralelism în spaţiu poate fi caracterizată şi prin rezultanta geometrică a abaterilor AP_{lx} şi AP_{ly}.

c) Abaterea de la paralelism dintre o dreaptă şi un plan (AP_1), este dată de diferenţa dintre distanţa maximă şi distanţa minimă dintre dreapta adiacentă (care se confundă, în acest caz, conform definiţiei, cu dreapta efectivă) şi

Scanned with OKEN Scanner

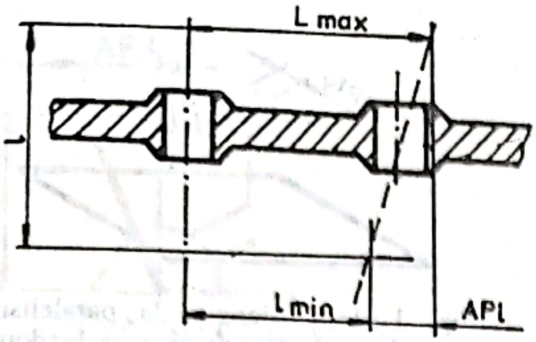


Fig. 1.137. Abaterea de la paralelism a axelor geometrice a două alezaje.

planul adiacent, măsurată în limitele lungimii de referinţă, în planul perpendicular pe planul adiacent şi care conţine dreapta adiacentă (fig. 1.139).

d) Abaterea de la paralelism a două plane AP_1 (fig. 1.140), este diferenţa dintre distanţa maximă şi distanţa minimă dintre cele două plane adiacente, măsurată în limitele suprafeţei de referinţă (L x l), unde L – lungimea de referinţă şi l – lăţimea de referinţă).

$$AP_l = l_{max} - l_{min}.$$

e) Abaterea de la paralelism dintre un plan şi o suprafaţă de rotaţie (AP_l) (fig. 1.141), este dată de diferenţa dintre distanţa maximă şi distanţa minimă, dintre planul adiacent şi axa suprafeţei adiacente de rotaţie, măsurată în limitele lungimii de referinţă (l).

$$AP_l = l_{max} - l_{min}.$$

f) Abaterea de la paralelism a două suprafeţe de rotaţie (vezi fig. 1.142), se exprimă prin abaterea de la paralelism a axelor suprafeţelor de rotaţie (adiacente); astfel această abatere este similară cu abaterea de la paralelism a două drepte într-un plan, dacă ea se determină numai în planul comun al celor două axe, sau a două drepte în spaţiu, dacă ea se determină în două plane perpendiculare.

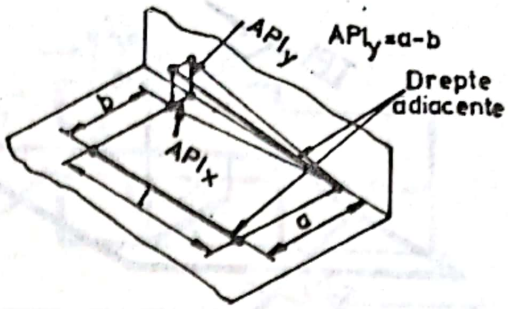


Fig. 1.138. Abaterea de la paralelism a două drepte în spaţiu.

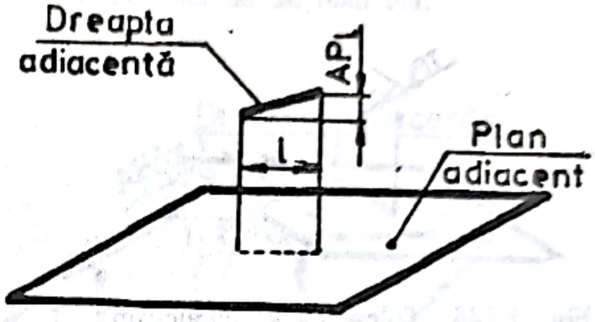


Fig. 1.139. Abaterea de la paralelism dintre o dreaptă şi un plan.

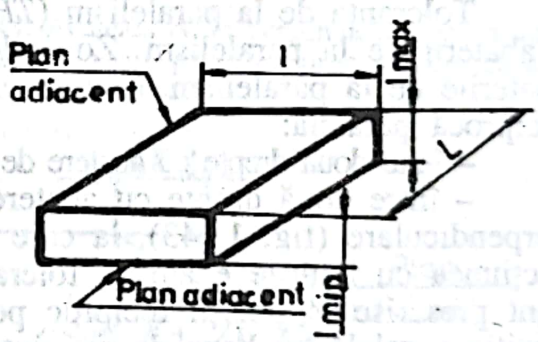


Fig. 1.140. Abaterea de la paralelism a două plane.

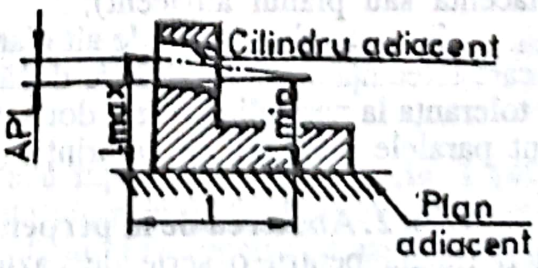


Fig. 1.141. Abaterea de la paralelism dintre un plan şi o suprafaţă de rotaţie.

Scanned with OKEN Scanner

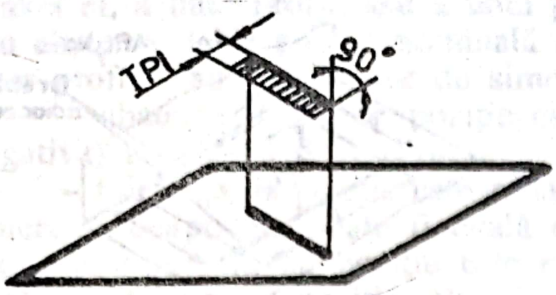


Fig. 1.142. Toleranţa la paralelism între două drepte cu abatere într-o direcţie.

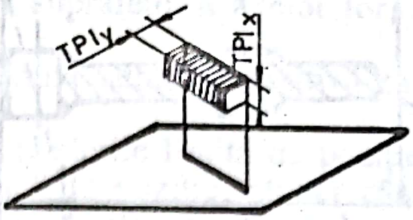


Fig. 1.143. Toleranţa la paralelism între două drepte cu abatere în două direcţii reciproc perpendiculare.

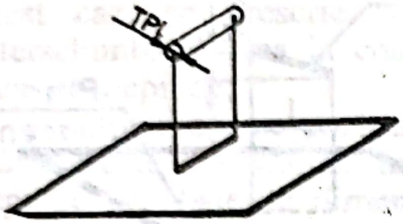


Fig. 1.144. Toleranţa la paralelism între două drepte cu abatere în orice direcţie.

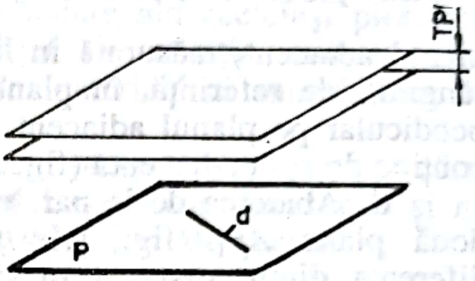


Fig. 1.145. Toleranţa la paralelism între două plane, şi între o dreaptă şi un plan.

Toleranţa de la paralelism (TP_l), se defineşte ca valoarea maximă admisă a abaterii de la paralelism. Zona domeniului de dispersie (TP_l) admis pentru abaterile de la paralelism, este specificată pentru următoarele cazuri de poziţie reciprocă paralelă:

– între două drepte cu abatere de la paralelism într-o singură direcţie (fig. 1.142);

– între două drepte cu abatere de la paralelism în două direcţii reciproc perpendiculare (fig. 1.143), la care toleranţa apare într-un paralelipiped având secţiunea cu laturile egale cu toleranţele la paralelism (TP_{lx} şi TP_{ly}). Acestea sunt prescrise în poziţii reciproc perpendiculare. Paralelipipedul este situat în poziţie paralelă cu baza de referinţă, (dreapta adiacentă sau planul adiacent);

– între două drepte cu abatere de la paralelism în orice direcţie (fig. 1.144), la care toleranţa se încadrează într-un cilindru a cărui diametru este egal cu toleranţa la paralelism. Cilindrul va fi paralel cu baza de referinţă (dreapta adiacentă sau planul adiacent);

– între un plan *P* faţă de alt plan, sau între o dreaptă *d* şi un plan (fig. 1.145), la care toleranţa se situează între două plane paralele, distanţate la o valoare egală cu toleranţa la paralelism. Cele două plane care delimitează toleranţa la paralelism, sunt paralele cu baza de referinţă (dreapta adiacentă sau planul adiacent).

1.3.2.2. Abaterea de la perpendicularitate (AP_d), sau neperpendicularitatea va fi tratată pentru o serie de cazuri, conform STAS 7384–88.

a) Abaterea de la perpendicularitate (AP_d) dintre două drepte, două suprafeţe de rotaţie sau o suprafaţă de rotaţie şi o dreaptă (fig. 1.146), este dată de diferenţa

Scanned with OKEN Scanner

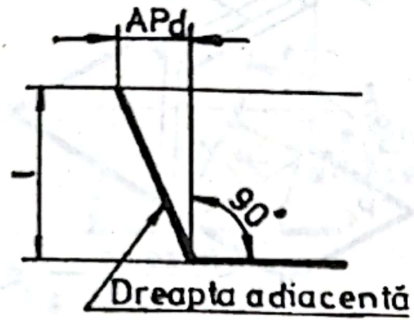


Fig. 1.146. Abaterea de la perpendicularitate.

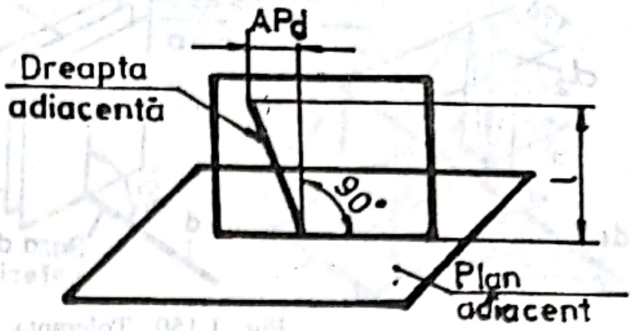


Fig. 1.147. Abaterea de la perpendicularitate a unei drepte față de un plan dat.

dintre unghiul format de dreptele adiacente la profilele efective (respectiv de axele suprafețelor adiacente de rotație, sau la proiecțiile lor pe un plan perpendicular la normala comună) și unghiul nominal de 90°, măsurată liniar în limitele lungimii de referință.

b) Abaterea de la perpendicularitate *(AP_d)* a unei drepte sau a unei suprafețe de rotație față de un plan (fig. 1.147 și 1.148), se exprimă prin diferența dintre, unghiul format de dreapta adiacentă (sau de axa suprafeței adiacente de rotație), cu planul adiacent la suprafața efectivă și unghiul nominal de 90°, măsurată liniar în limitele lungimii de referință. Abaterea poate fi admisă: într-un plan dat (fig. 1.147); în două plane reciproc perpendiculare (fig. 1.148), când abaterea se stabilește prin proiecțiile dreptei (axei) pe aceste plane.

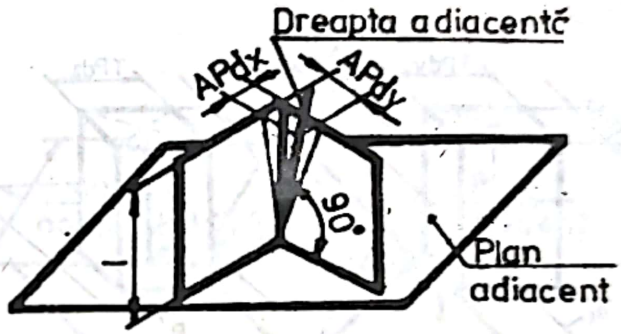


Fig. 1.148. Abaterea de la perpendicularitate a unei drepte față de două plane reciproc perpendiculare.

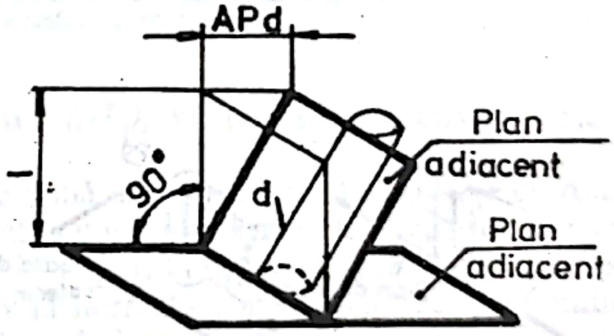


Fig. 1.149. Abaterea de la perpendicularitate a unui plan față de: o dreaptă *d*, o suprafață de rotație, sau un alt plan.

c) Abaterea de la perpendicularitate *(AP_d)* a unui plan față de o dreaptă; față de o suprafață de rotație, sau față de un alt plan (fig. 1.149), se definește ca și în cazul a), ca fiind diferența dintre unghiul format de dreptele adiacente la profilele efective ale dreptei sau planului (respectiv pe axa suprafeței adiacente de rotație) și unghiul nominal de 90°, măsurată liniar în limitele lungimii de referință.

Scanned with OKEN Scanner

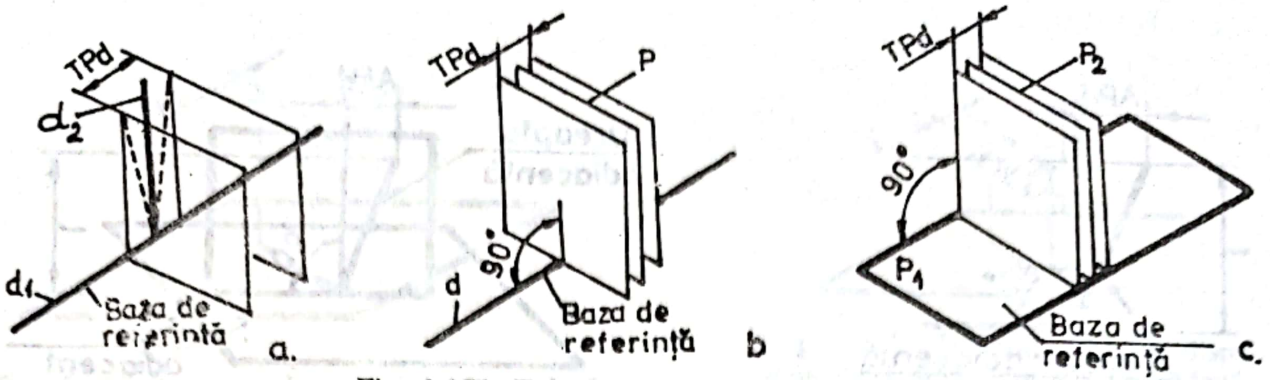


Fig. 1.150. Toleranţa la perpendicularitate:
a) între două drepte;
b) între o dreaptă şi un plan;
c) între două plane.

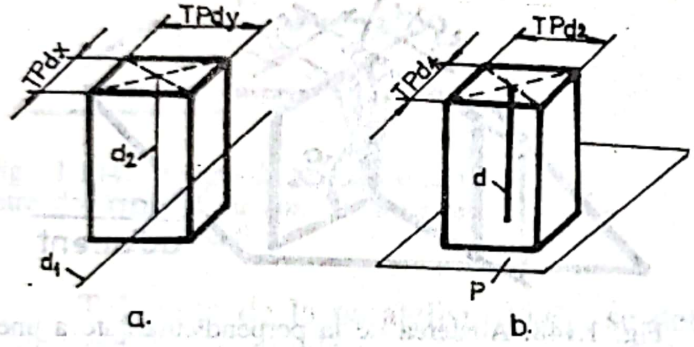


Fig. 1.151. Toleranţa la perpendicularitate:
a) între două drepte;
b) între un plan şi o dreaptă.

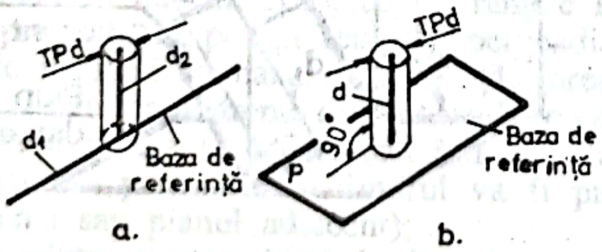


Fig. 1.152. Toleranţa la perpendicularitate:
a) între două drepte în orice direcţie;
b) între o dreaptă şi un plan în orice direcţie.

Toleranţa la perpendicularitate *(TP_d)* reprezintă valoarea maximă admisă a abaterii de la perpendicularitate. Zona domeniului de dispersie *(TP_d)* admis pentru abaterile de la perpendicularitate, este specificată pentru următoarele cazuri de poziţie reciprocă perpendiculară:

– între două drepte d_1 şi d_2, cu abatere într-o singură direcţie (fig. 1.150. a); între o dreaptă şi un plan P (fig. 1.150. b) şi între două plane P_1 şi P_2 (fig. 1.150. c). Toleranţa la perpendicularitate este cuprinsă între două plane, având distanţa egală cu toleranţa TP_d şi situate perpendicular pe baza de referinţă (dreapta adiacentă sau planul adiacent).

– între două drepte d_1 şi d_2, sau între un plan P şi o dreaptă d, pentru ambele cazuri, cu abatere de la perpendicularitate în direcţii reciproc paralele (fig. 1.151. a şi b).

– între două drepte d_1 şi d_2, cu abatere de la perpendicularitate în orice direcţie (fig. 1.152. a), sau a unei drepte d cu un plan P, cu abatere de la perpendicularitate în orice direcţie (fig. 1.152. b). Toleranţa cuprinsă într-un cilindru cu diametrul egal cu toleranţa la perpendicularitate, şi situat perpendicular pe planul de referinţă.

Scanned with OKEN Scanner

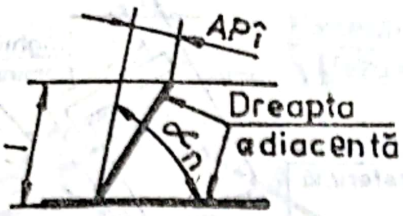


Fig. 1.153. Abaterea de la înclinare.

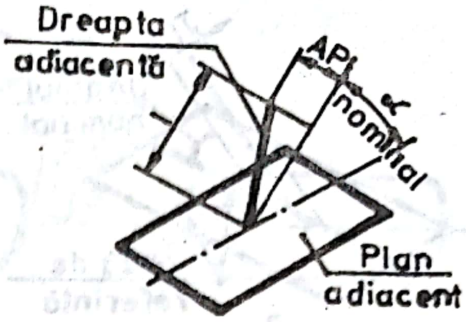


Fig. 1.154. Abaterea de la înclinare a unei drepte, sau a unei suprafeţe de rotaţie, faţă de un plan.

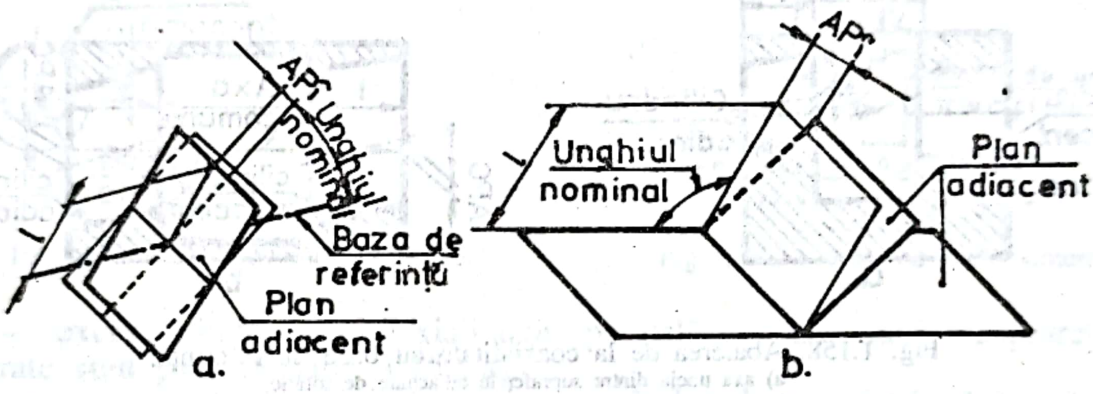


Fig.1.155. Abaterea de la înclinare a unui plan faţă de:
a) o dreaptă sau o suprafaţă de rotaţie;
b) un alt plan.

1.3.2.3. Abaterea de la înclinare *(APi)*, va fi tratată pentru o serie de cazuri conform STAS 7384-88.

a) Abaterea de la înclinare dintre două drepte sau două suprafeţe de rotaţie (fig. 1.153), este dată de diferenţa dintre unghiul format de dreptele adiacente la profilele efective, respectiv de axele suprafeţelor adiacente de rotaţie (sau proiecţiile lor pe un plan perpendicular la normala comună) şi unghiul nominal, măsurată liniar în limitele lungimii de referinţă.

b) Abaterea de la înclinare a unei drepte sau a unei suprafeţe de rotaţie, faţă de un plan (fig. 1.154), se exprimă prin diferenţa dintre unghiul format de dreapta adiacentă sau de axa suprafeţei adiacente de rotaţie, cu planul adiacent la suprafaţa efectivă şi unghiul nominal, măsurată liniar în limitele lungimii de referinţă.

c) Abaterea de la înclinare a unui plan faţă de: o dreaptă, o suprafaţă de rotaţie, sau alt plan (fig. 1.155 a şi b). Mărimea abaterii se exprimă prin diferenţa dintre unghiul format pe planul adiacent la suprafaţa efectivă cu dreapta adiacentă, cu axa suprafeţei de rotaţie, sau planul adiacent şi unghiul nominal, măsurată liniar în limitele lungimii de referinţă.

Scanned with OKEN Scanner

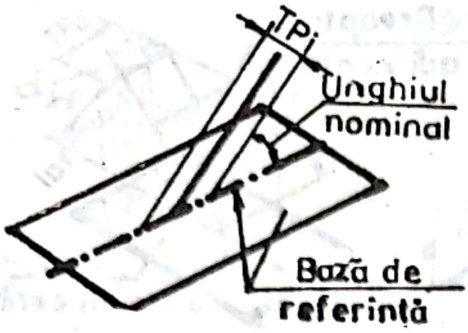


Fig. 1.156. Toleranța la înclinare a unei drepte, sau a unei suprafețe de rotație, față de un plan.

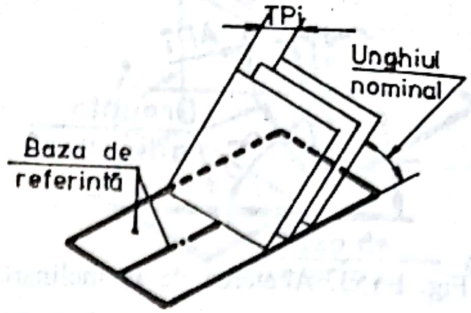


Fig. 1.157. Toleranța la înclinare a unui plan față de alt plan.

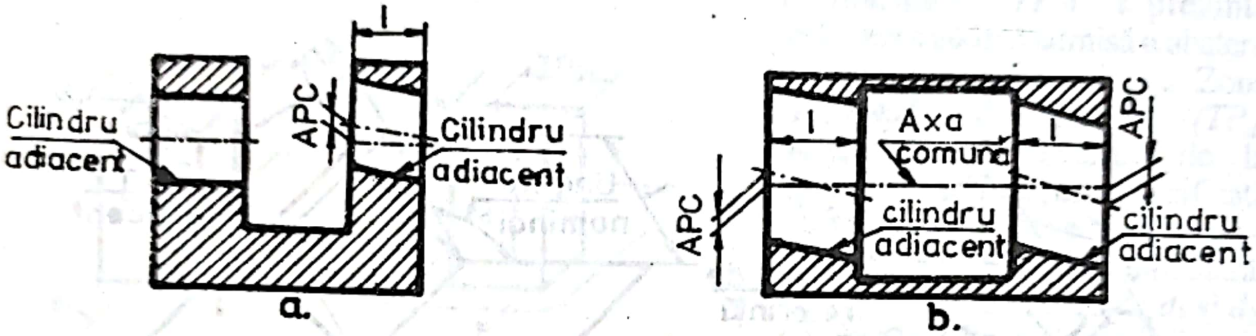


Fig. 1.158. Abaterea de la coaxialitate cu baza de referință:
a) axa uneia dintre suprafețele adiacente de rotație;
b) axa comună a două sau mai multe suprafețe de rotație.

Toleranța la înclinare *(TP_i)*, este valoarea maximă admisă a abaterii de la înclinare. Zona domeniului de dispersie *(TP_i)* admis pentru abaterile de la înclinare este specificată pentru următoarele cazuri de poziție reciprocă înclinată:

– toleranța la înclinare în cazul unei drepte sau a unei suprafețe de rotație față de un plan, este cuprinsă între două drepte paralele având distanța dintre ele egală cu toleranța la înclinare (fig. 1.156);

– în cazul poziției reciproce înclinate a unui plan față de alt plan, toleranța este cuprinsă între două plane paralele, având distanța dintre ele egală cu toleranța la înclinare (fig. 1.157).

1.3.2.4. Abaterea de la coaxialitate (necoaxialitatea) *(AP_c)* **și abaterea de la concentricitate** (neconcentricitatea; excentricitatea), notată cu AP_c.

a) Abaterea de la coaxialitate dintre o axă dată ca bază de referință și o altă axă, este distanța maximă dintre axa suprafeței considerate și axa dată ca bază de referință, măsurată în limitele lungimii de referință. Baza de referință poate fi sau axa uneia dintre suprafețele adiacente de rotație (fig. 1.158 a), sau axa comună a două sau mai multe suprafețe de rotație (fig. 1.158 b).

Abaterea de la coaxialitate poate avea următoarele aspecte:

Scanned with OKEN Scanner

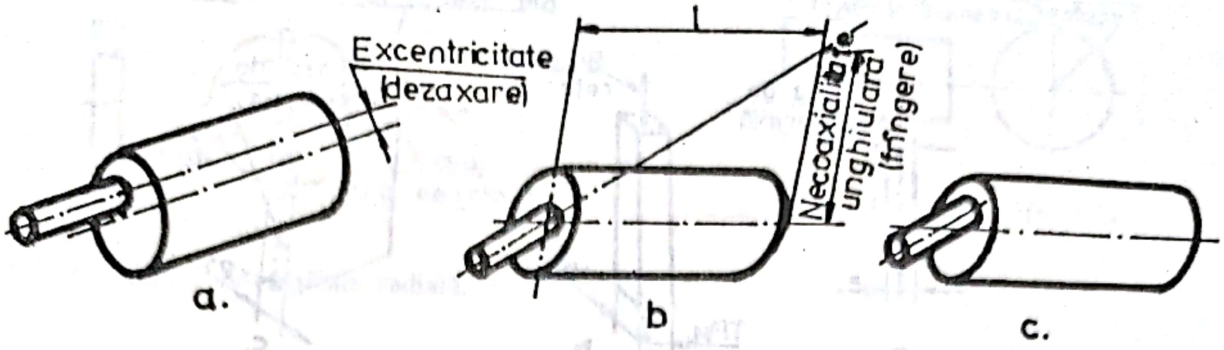


Fig. 1.159. Abaterea de la coaxialitate:
a) cu axe paralele;
b) cu axe concurente;
c) cu axe încrucişate.

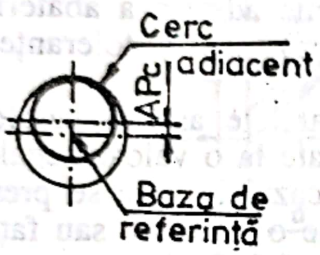


Fig. 1.160. Abaterea de la concentricitate.

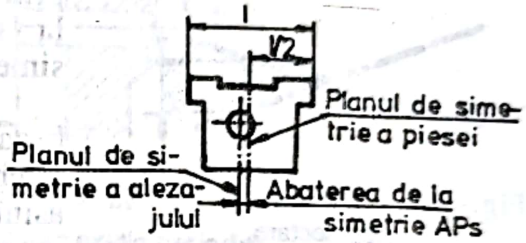


Fig. 1.161. Abaterea de la simetrie.

– excentricitatea (necoaxialitatea paralelă), când axele suprafeţelor înfăşurate sunt paralele (fig. 1.159 a);

– necoaxialitatea unghiulară (frângerea), când axele suprafeţelor înfăşurătoare sunt concurente (fig. 1.159 b);

– necoaxialitatea încrucişată, când axele suprafeţelor înfăşurătoare sunt încrucişate (fig. 1.159 c).

b) Abaterea de la concentricitate AP_c (neconcentricitatea, excentricitatea) dintre o suprafaţă înfăşurătoare şi o bază de referinţă, se exprimă ca fiind distanţa dintre centrul cercului adiacent al suprafeţei considerate şi baza de referinţă. Baza de referinţă poate fi: centrul unui cerc adiacent dat; axa unei suprafeţe adiacente date; axa comună a două sau mai multe suprafeţe de rotaţie (fig. 1.160).

De fapt neconcentricitatea este cazul particular al necoaxialităţii când lungimea de referinţă este egală cu zero.

Toleranţa la coaxialitate şi la concentricitate (TP_c), este dublul valorii maxime admise a abaterii de la coaxialitate sau de la concentricitate. Zona toleranţei la coaxialitate (sau domeniul de dispersie admis abaterilor), este un cilindru coaxial cu baza de referinţă şi având diametrul egal cu toleranţa la coaxialitate. Zona toleranţei la concentricitate este un cerc concentric cu baza de referinţă şi având diametrul egal cu toleranţa la concentricitate.

1.3.2.5. Abaterea de la simetrie (asimetria) notată cu AP_s, este dată de distanţa maximă dintre planele (axele) de simetrie ale elementelor considerate, măsurată în limitele lungimii de referinţă, sau într-un plan dat (fig. 1.161).

Scanned with OKEN Scanner

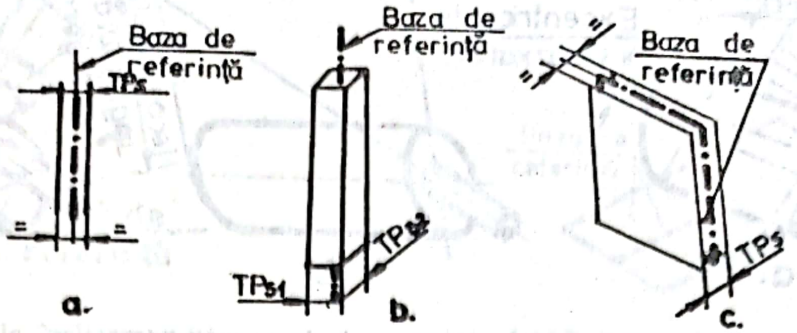


Fig. 1.162. Toleranţă la simetrie.

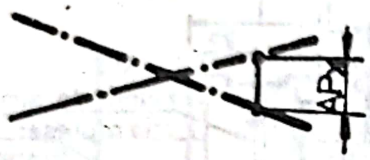


Fig.1.163. Abaterea de la intersectare.

Toleranţa la simetrie *(TP_s)* este exprimată prin dublul valorii maxime admise a abaterii de la simetrie (a asimetriei). Zona toleranţei la simetrie este cuprinsă:

– între două linii paralele, aşezate paralel cu baza de referinţă, distanţate la o valoare egală cu toleranţa la simetrie, în cazul în care se prescrie asimetria unei axe faţă de o altă axă, sau faţă de un plan de simetrie (fig. 1.162 a);

– într-un paralelipiped coaxial cu baza de referinţă şi având distanţele dintre feţe egale cu toleranţele la simetrie TP_{s1} şi TP_{s2}, în cazul în care se prescrie asimetria unei axe faţă de două elemente şi anume axe sau plane de simetrie, reciproc perpendiculare (fig. 1.162 b);

– între două plane paralele, simetrice faţă de baza de referinţă, distanţate la o valoare egală cu toleranţa la simetrie, în cazul în care se prescrie asimetria unui plan faţă de o axă, sau faţă de un plan de simetrie (fig. 1.162 c).

1.3.2.6. Abaterea de la intersectare *(AP_x)*, este distanţa minimă dintre două drepte adiacente (sau dintre două axe care în poziţia lor nominală trebuie să fie concurente), (fig. 1.163).

Toleranţa la intersectare *(TP_x)*, este dublul valorii maxime admise a abaterii de la intersectare.

Zona toleranţei la intersectare este un segment de dreaptă având lungimea egală cu toleranţa la intersectare şi aşezat perpendicular pe planul axelor şi simetric faţă de punctul de intersecţie al acestora.

1.3.2.7. Bătaia radială *(AB_r)*, este diferenţa dintre distanţa maximă şi distanţa minimă de la suprafaţa înfăşurătoare efectivă a unui corp de revoluţie, la axa sa de rotaţie, măsurată în limitele lungimii de referinţă (fig. 1.164).

În cazul în care pe desen nu apare nici o specificaţie anume, bătaia radială se determină în plane perpendiculare la axa de referinţă (la axa de rotaţie). La suprafeţele conice, bătaia radială poate fi prescrisă a se determina în direcţie perpendiculară la suprafaţa înfăşurătoare, caz în care rezultatul determinării cuprinde atât bătaia radială, cât şi cea frontală.

Scanned with OKEN Scanner

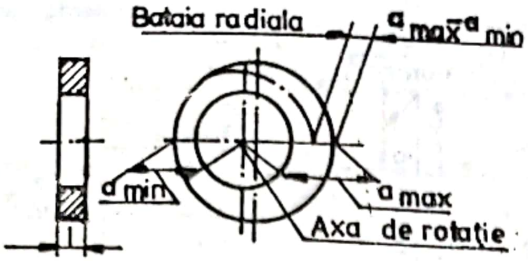


Fig. 1.164. Bătaia radială.

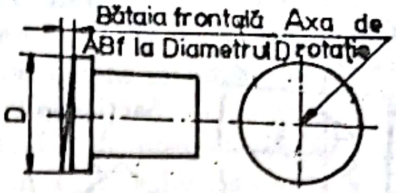


Fig. 1.165. Bătaia frontală.

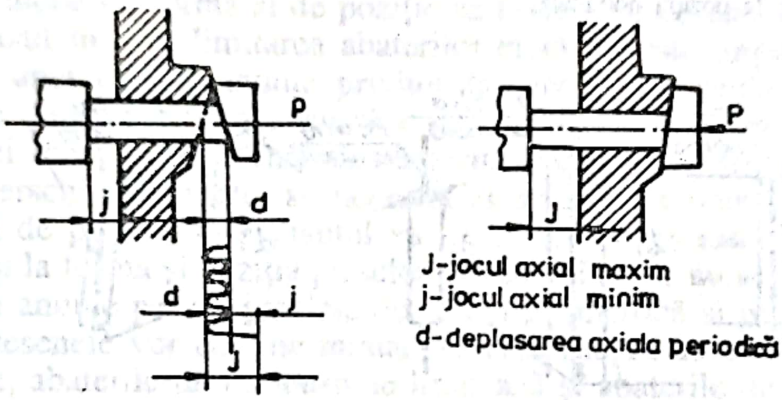


Fig. 1.166. Bătaia axială.

Toleranţa bătăii radiale *(TB_r)*, este valoarea maximă a bătăii radiale admise. Zona toleranţei bătăii radiale este cuprinsă între două suprafeţe de rotaţie (cilindrice, conice, etc.), coaxiale cu axa de rotaţie (axa de referinţă) şi având distanţa dintre generatoarea măsurată perpendicular la axa de rotaţie, egală cu toleranţa bătăii radiale.

1.3.2.8. Bătaia frontală *(AB_f)*, este diferenţa dintre distanţa maximă şi distanţa minimă de la suprafaţa frontală efectivă şi un plan perpendicular la axa de rotaţie (axa de referinţă), măsurată în limitele lungimii de referinţă sau la un diametru dat (fig. 1.165).

Toleranţa bătăii frontale *(TP_f)*, este valoarea maximă admisă a bătăii frontale. Zona toleranţei bătăii frontale este cuprinsă între două plane perpendiculare la axa de rotaţie (axa de referinţă) şi distanţate la o valoare egală cu toleranţa bătăii frontale.

1.3.2.9. Bătaia axială *(AB_a)*, este dată de amplitudinea mişcării alternative du-te-vino, în direcţia axială a unui organ rotativ, în timpul rotirii acestuia, după eliminarea influenţei jocului axial minimal, prin aplicarea unei apăsări axiale P, într-un sens dat (fig. 1.166).

Scanned with OKEN Scanner

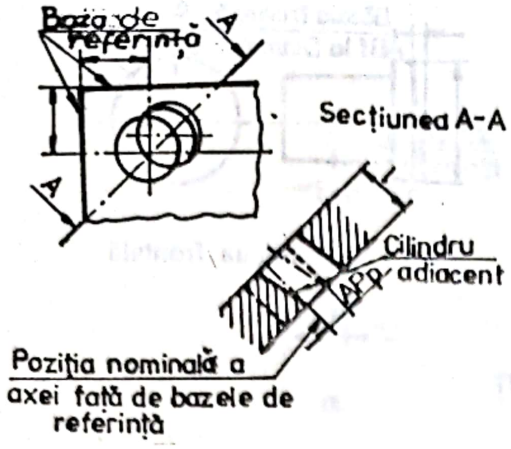


Fig. 1.167. Abaterea de la poziţia nominală.

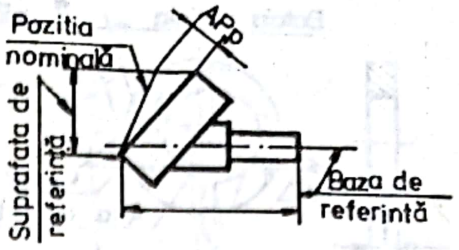


Fig. 1.168. Abaterea de la poziţia nominală.

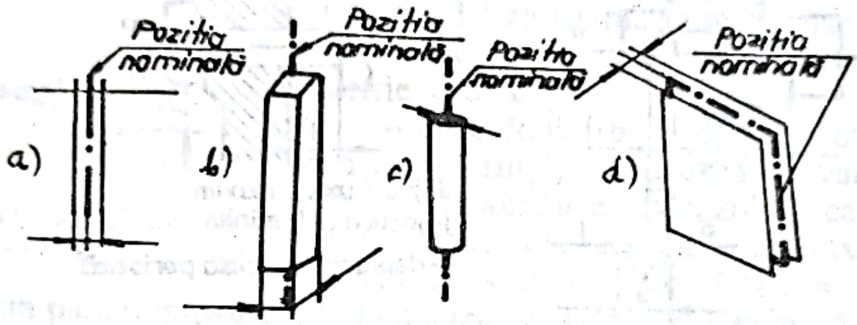


Fig. 1.169. Toleranţa la poziţia nominală.

Jocul minimal este dat de valoarea minimă a deplasărilor axiale posibile a unui organ rotativ, măsurat în repaos în fiecare poziţie a lui, în jurul axei sale.

Toleranţa bătăii axiale *(TB_a)*, este deplasarea axială maximă a organului rotativ în cursul unei rotaţii complete a acestuia, sub acţiunea unei forţe axiale mici.

1.3.2.10. Abaterea de la poziţia nominală oarecare *(AP_p)*.

a) Abaterea de la poziţia nominală a unei drepte sau a axei unei suprafeţe de rotaţie, este distanţa maximă dintre dreapta adiacentă sau axa suprafeţei adiacente de rotaţie şi poziţia nominală a acestora, măsurată în limitele lungimii de referinţă (fig.1.167). Poziţia nominală a elementelor geometrice considerate, se determină faţă de una sau mai multe baze de referinţă sau faţă de alte elemente. În cazul în care lungimea de referinţă este egală cu zero, abaterea de la poziţia nominală determinată, va fi a unui punct.

b) Abaterea de la poziţia nominală a unui plan sau a unui plan de simetrie, este distanţa maximă dintre planul adiacent sau planul de simetrie şi poziţia nominală a acestora, măsurată în limitele suprafeţei sau lungimii de referinţă (fig. 1.168).

Toleranţa la poziţia nominală *(TP_p)* este dublul valorii maxime admise a abaterii de la poziţia nominală. Zona toleranţei la poziţia nominală este cuprinsă:

– între două drepte paralele aşezate simetric faţă de poziţia nominală şi la distanţa dintre ele, egală cu toleranţa la poziţia nominală, în cazul în care toleranţa este prescrisă pentru poziţia unei drepte cu abatere admisibilă într-o singură direcţie (fig. 1.169 a);

Scanned with OKEN Scanner

– într-un paralelipiped simetric cu poziţia nominală a dreptei şi având secţiunea cu laturile egale cu toleranţele la poziţia nominală TP_{p1} şi TP_{p2}, în cazul în care toleranţa este prescrisă pentru poziţia unei drepte cu abaterea admisibilă în două direcţii reciproc perpendiculare (fig. 1.169 b);

– într-un cilindru coaxial cu poziţia nominală a dreptei şi având diametrul egal cu toleranţa la poziţia nominală, în cazul în care toleranţa este prescrisă pentru poziţia unei drepte cu abatere admisibilă în orice direcţie (fig. 1.169 c).

– între două plane paralele aşezate simetric faţă de poziţia nominală şi la distanţa egală cu toleranţa la poziţia nominală, în cazul în care se prescrie toleranţa la poziţia nominală a unui plan (fig. 1.169 d).

1.3.3. Înscrierea pe desen a toleranţelor de formă şi de poziţie

Toleranţele de formă şi de poziţie se înscriu pe desene de către proiectant, numai în cazul în care limitarea abaterilor efective, este impusă de criteriile de asigurare a unei calităţi anume privitor la precizia de prelucrare a piesei. Cu alte cuvinte după stabilirea abaterilor de dimensiune, în cazul în care datorită unor condiţii funcţionale anume, sau datorită unor cerinţe privitoare la un anumit grad de interschimbabilitate, se necesită şi impunerea unor criterii de precizie de formă şi de poziţie, proiectantul va trece toleranţele sau abaterile admisibile referitoare şi la forma şi poziţia pieselor. În cazul în care nu se necesită asigurarea unor criterii anume pentru precizia de formă geometrică şi pentru cea de poziţie reciprocă, desenele vor conţine numai indicaţii asupra abaterilor de dimensiune. În acest caz, abaterile de dimensiune limitează şi abaterile de formă astfel încât suprafeţele efective pot avea forme diferite de cele ale formelor nominale, cu condiţia de a rămâne în limitele câmpurilor de toleranţă de dimensiune. Dacă abaterile de formă urmează a avea dimensiuni mai mici decât cele de dimensiune, atunci aceste valori se vor înscrie pe desen prin anumite simboluri şi date, privind valorile admisibile ale acestora.

Toleranţele de formă şi de poziţie se înscriu pe desenul de execuţie al piesei într-un cadru dreptunghiular, împărţit în două sau trei căsuţe în care se trec: simbolul grafic al toleranţei (tab. 1.39 şi 1.40); valoarea toleranţei în mm; litera majusculă de identificare a bazei de referinţă (atunci când baza de referinţă se notează cu o majusculă).

Valoarea toleranţei indicată în căsuţă este valabilă pe toată lungimea profilului sau suprafeţei pentru care este prescrisă (fig. 1.170 a). Dacă toleranţa este valabilă numai pe o anumită lungime (suprafaţă) de referinţă, atunci dimensiunea acestei lungimi (suprafeţe) se înscrie la numitorul toleranţei (fig. 1.170 b;c). În cazul în care este necesară prescrierea toleranţei pe toată lungimea suprafeţei dar, în acelaşi timp, este necesar să se limiteze toleranţa pe o lungime (suprafaţă) de referinţă dată, se prescriu cele două condiţii (fig. 1.170 d). Când zona toleranţei este cilindrică sau circulară se pune înaintea acesteia simbolul ∅ (fig. 1.170 e). Dacă toleranţa de formă sau de poziţie se referă numai la o porţiune din lungimea (suprafaţa) elementului, conturul acestei porţiuni se dublează cu linie punct groasă, cotându-se poziţia şi dimensiunea acesteia (fig. 1.170 f).

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.39

Simbolurile toleranţelor de formă

Denumirea toleranţei	Simbolul		Denumirea toleranţei	Simbolul	
	literal	grafic		literal	grafic
Toleranţa la rectilinitate	*TFr*	–	Toleranţa la ciclindricitate	*TFl*	⌭
Toleranţa la planitate	*TFp*	▱	Toleranţa la forma dată a profilului	*TFf*	⌒
Toleranţa la circularitate	*TFc*	○	Toleranţa la forma dată a suprafeţei	*TFs*	⌓

Tabelul 1.40

Simbolurile toleranţelor de poziţie

Denumirea toleranţei	Simbolul		Denumirea toleranţei	Simbolul	
	literal	grafic		literal	grafic
Toleranţa la paralelism	*TPl*	//	Toleranţa la coaxialitate şi la concentricitate	*TPc*	T
Toleranţa la perpendicularitate	*TPd*	⊥	Toleranţa la simetrie	*TPs*	≡
Toleranţa la înclinare	*TPî*	<	Toleranţa la intersectare	*TPx*	⊗
Toleranţa bătăii radiale şi a bătăii frontale	*TBr* *TBf*	↗	Toleranţa la poziţia nominală	*TPp*	+

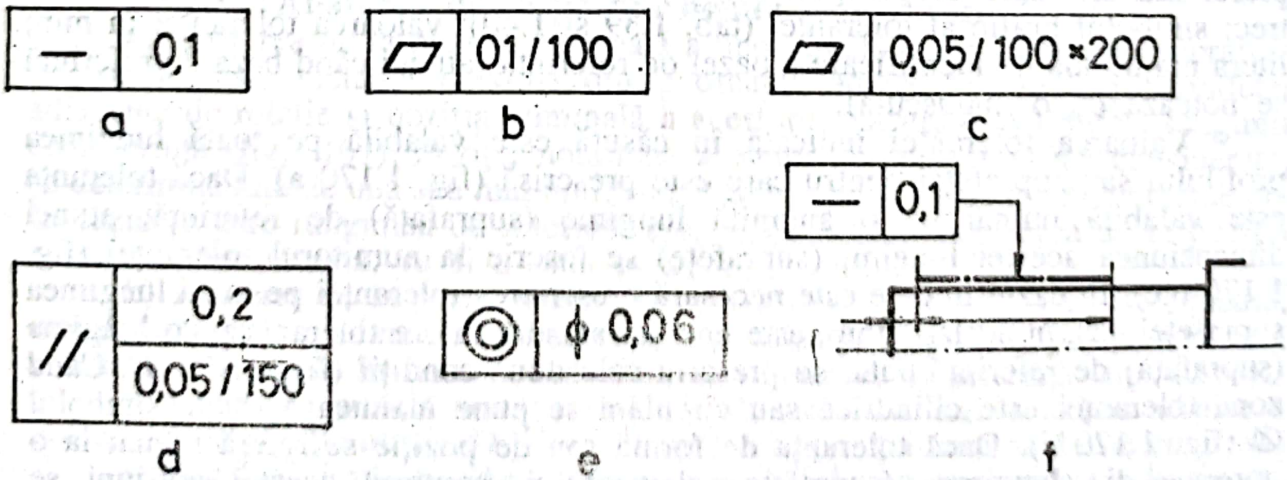


Fig. 1.170. Cadrul de înscriere pe desen a toleranţelor.

Scanned with OKEN Scanner

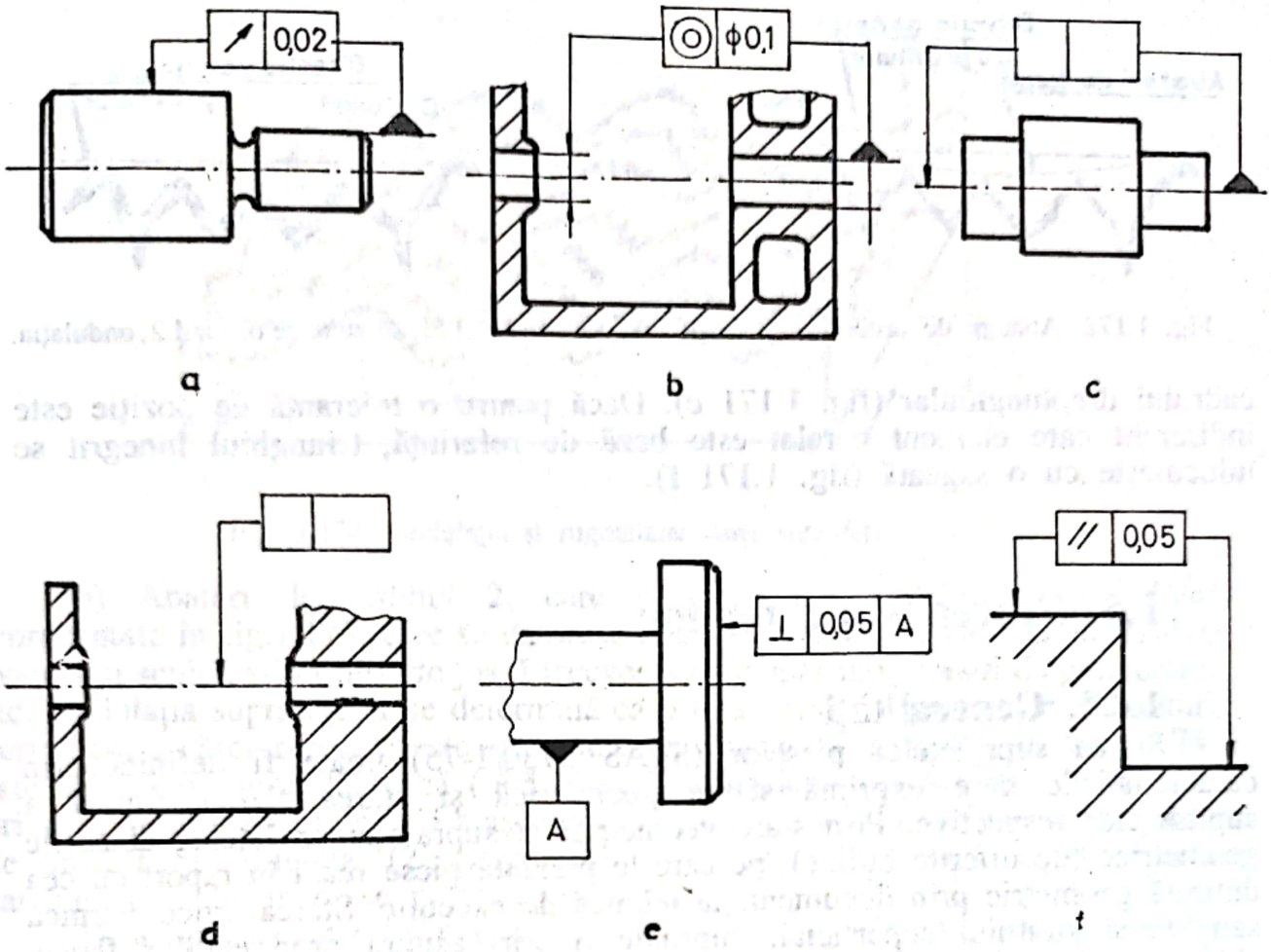


Fig. 1.171. Înscrierea pe desen a toleranţelor de formă şi de poziţie.

Întreg cadrul dreptunghiular se leagă de elementul la care se referă toleranţa, printr-o linie de indicaţie, terminată cu o săgeată, şi de baza de referinţă printr-o linie de indicaţie terminată cu un triunghi înnegrit (fig. 1.171). Săgeata şi triunghiul înnegrit se sprijină pe:

– linia de contur a piesei sau pe o linie ajutătoare, dacă toleranţa, se referă la profilul sau suprafaţa respectivă, sau baza de referinţă este profilul sau suprafaţa respectivă (fig. 1.171 a);

– linia de contur sau pe o linie ajutătoare, în dreptul liniei de cotă, dacă toleranţa se referă la axa sau la planul de simetrie a suprafeţei (suprafeţelor) adiacente (fig. 1.171 b);

– axa de simetrie a piesei, dacă toleranţa se referă la această axă, sau dacă baza de referinţă este această axă (fig. 1.171 c);

– axa de simetrie comună a două sau mai multe elemente (fig. 1.171 d).

Dacă din motive de claritate a desenului, cadrul dreptunghiular nu poate fi legat de baza de referinţă, aceasta se notează cu o majusculă şi se încadrează într-un cadru legat de baza de referinţă printr-o linie de indicaţie terminată cu un triunghi înnegrit. Majuscula respectivă se înscrie în cea de a treia căsuţă a

Scanned with OKEN Scanner

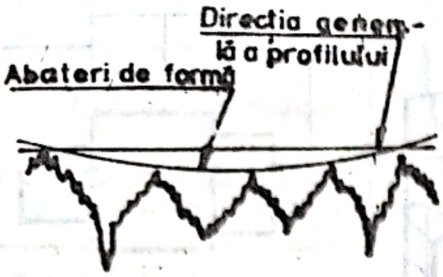


Fig. 1.172. Abatere de ordinul 1.

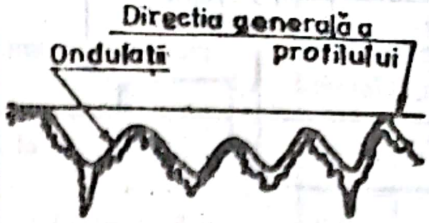


Fig. 1.173. Abatere de ordinul 2, ondulația.

cadrului dreptunghiular (fig. 1.171 e). Dacă pentru o toleranță de poziție este indiferent care element corelat este bază de referință, triunghiul înnegrit se înlocuiește cu o săgeată (fig. 1.171 f).

1.4. Starea suprafețelor

1.4.1. Generalități

Starea suprafețelor pieselor (STAS 5730/1-75) poate fi definită prin caracteristicile care exprimă starea geometrică și starea fizico-chimică a suprafețelor respective. Prin stare geometrică a suprafeței se înțeleg abaterile geometrice (de diferite ordine), pe care le prezintă piesa reală în raport cu cea definită geometric prin documentația tehnică de execuție. Starea fizico-chimică sau starea stratului superficial, cuprinde referiri asupra proprietăților fizice, chimice și chiar mecanice sub raportul microsarcinilor, ale unei pelicule din stratul superficial, față de cele ale materialului de bază. Această peliculă este afectată de transformări substanțiale, determinate de presiuni mari (forțe însemnate pe suprafețe relativ mici) și de variații substanțiale ale temperaturii, în locurile de intimă relație dintre sculă-așchie-mediu înconjurător, create în timpul prelucrării. Fenomenele care decurg, duc la ecruisări extinse până la limita extremă a dezordinei amorfe a atomilor din rețeaua cristalină, și la apariția spontană a cauzelor care determină tratamente termice și termochimice spontane și haotice ale peliculei în cauză. Acest subiect nu face parte din specificul de tratare a prezentei lucrări.

Problema care se pune aici este cea legată de aspectul stării geometrice, prin care calitatea suprafeței se apreciază în funcție de valorile abaterilor suprafeței reale de la cea ideală (suprafața perfect netedă).

1.4.2. Geometria suprafeței prelucrate

La prelucrarea pieselor, apar pe suprafața acestora abateri care se clasifică după patru „ordine de mărime", notate de la 1 la 4.

a) Abateri de ordinul 1, sunt abateri de formă geometrică (STAS 7384-66) tratate în cadrul subcapitolului 1.2. În fig. 1.172, este reprezentată abaterea cu ordinul de mărime 1.

Scanned with OKEN Scanner

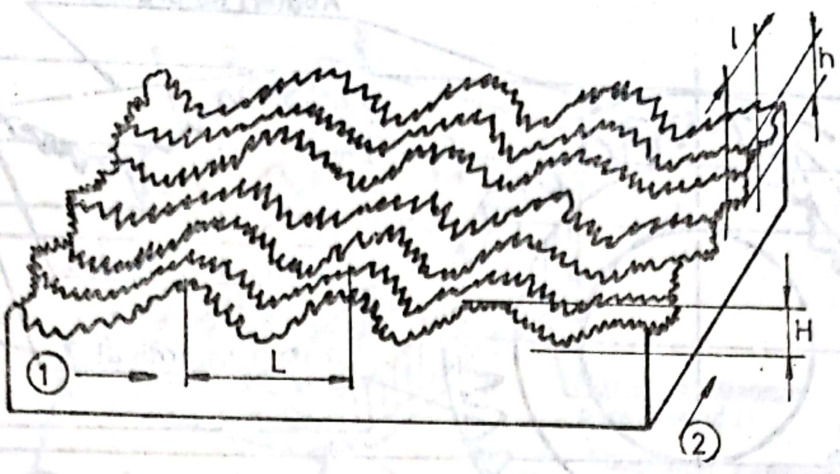


Fig. 1.174. Ondulaţia şi rugozitatea unei suprafeţe plane.

b) Abateri de ordinul 2, care se consideră ondulaţiile (periodice) reprezentate în fig.1.173, care se datoresc abaterilor de formă ale tăişului sculei, avansului sculei, vibraţiilor de joasă frecvenţă care apar în procesul de prelucrare, etc. Ondulaţia suprafeţelor se determină ca o totalitate de creste şi de adâncituri periodice, a căror repetare este mai mult sau mai puţin regulată. În fig. 1.174, este arătată o suprafaţă plană (fără abateri de ordinul 1) ondulată. Ondulaţiile orientate în direcţia principală a aşchierii ①, au înălţimea de undă H şi lungimea de undă L. În direcţia ②, perpendiculară pe direcţia principală, cele două caracteristici ale undei se notează cu *h*, respectiv *l*.

De-a lungul conturului undei, datorită fenomenelor care însoţesc prelucrarea prin aşchiere, apare un profil „dantelat" caracterizat prin: striaţii, rizuri (periodice sau pseudoperiodice), smulgeri de material, urme lăsate de sculă şi goluri sau porozităţi (aperiodice), ca defecte de material. Toate acestea constituie abateri de la netezimea suprafeţei, care în ansamblul lor poartă denumirea generică de rugozitate.

c) Abateri de ordinul 3 şi 4 (rugozitatea), sunt reprezentate în fig. 1.175. În fig. 1.176, este reprezentată o piesă de formă cilindrică, în secţiune transversală, cu abaterile sale de ordin de mărime 1...4.

1.4.3. Terminologie

Deoarece abaterile de netezime sunt caracteristici ale suprafeţei pieselor, se necesită a se stabili terminologia acestora în funcţie de natura lor. Se definesc astfel:

a) suprafaţă nominală (suprafaţă geometrică sau ideală) este cea reprezentată pe desen, definită ca mărime prin dimensiunile nominale, fiind fără abateri geometrice de ordinul 1...4; această suprafaţă poate fi plană sau neplană;

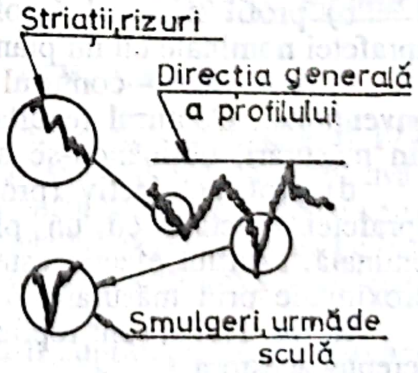


Fig. 1.175. Rugozitatea.

Scanned with OKEN Scanner

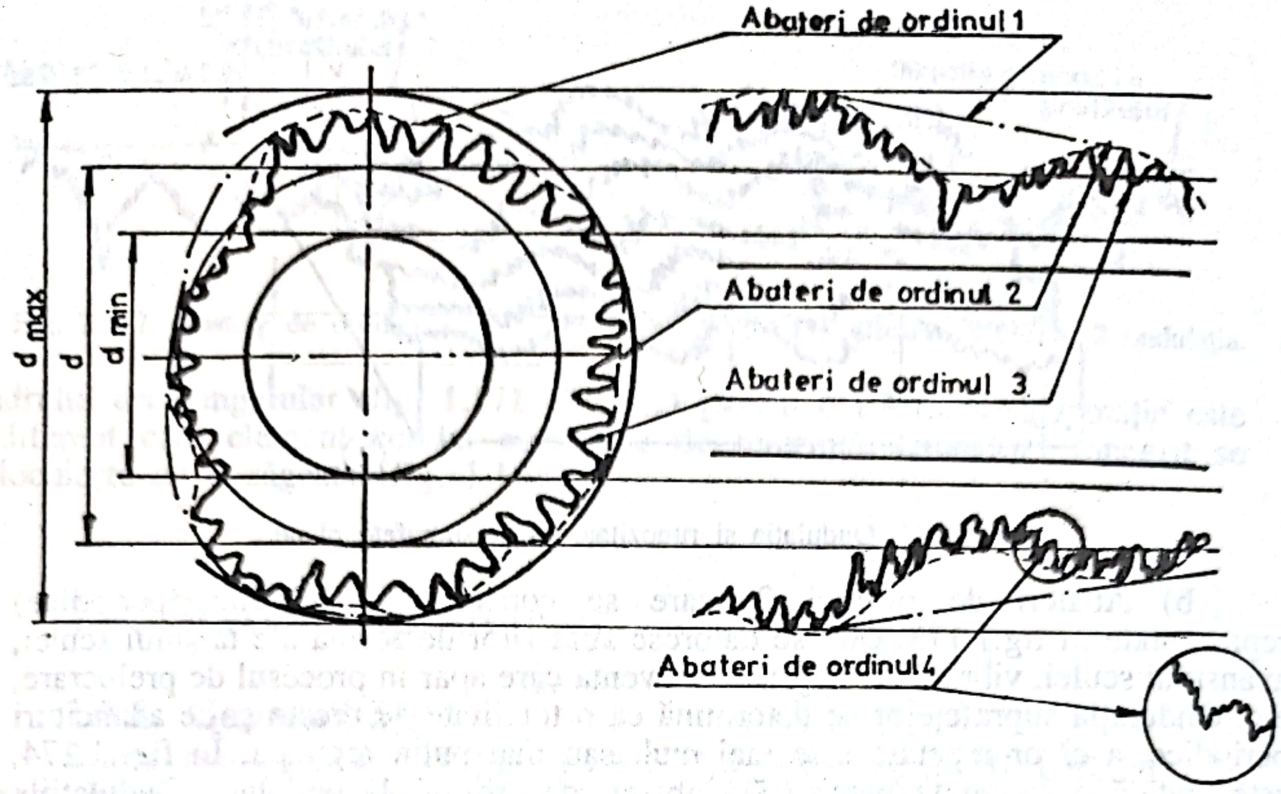


Fig. 1.176. Abateri de ordinul 1....4, de la o piesă cilindrică, în secţiune transversală.

b) suprafaţă reală – locul punctelor din spaţiu unde se echilibrează forţele interne cu cele externe, sau suprafaţa care limitează corpul şi îl separă de mediul înconjurător. Acesteia îi sunt caracteristice anumite abateri de ordinul 1...4;

c) suprafaţă specificată – suprafaţa nominală, sau un element al acesteia, căreia i s-au prescris abateri geometrice de ordinul 1...4;

d) suprafaţă efectivă – suprafaţa obţinută prin măsurare, sau suprafaţa reală reprodusă cu un anumit grad de aproximaţie, prin măsurare.

În realitate abaterile geometrice fiind determinate pe un profil se necesită a se stabili terminologia următoarelor profile:

a) profil total, ansamblul unui profil cu abaterile sale de ordinul 1...4;

b) profil nominal (profil geometric) – conturul rezultat prin intersecţia suprafeţei nominale cu un plan convenţional definit în raport cu această suprafaţă;

c) profil real – conturul rezultat prin intersecţia suprafeţei reale cu un plan convenţional. Conturul rezultat astfel nu poate fi determinat decât aproximativ, prin măsurări, obţinându-se astfel profilul efectiv;

d) profilul efectiv (profilul măsurat) – conturul rezultat prin intersecţia suprafeţei efective cu un plan convenţional, definit în raport cu suprafaţa nominală. Profilul efectiv este deci profilul real reprodus cu un anumit grad de aproximaţie prin măsurare;

În fig. 1.177, sunt reprezentate suprafeţele nominale şi efective, şi profilele aferente acestora.

e) curbă de nivel – conturul rezultat din intersecţia corpului cu un plan paralel la suprafaţa nominală;

Scanned with OKEN Scanner

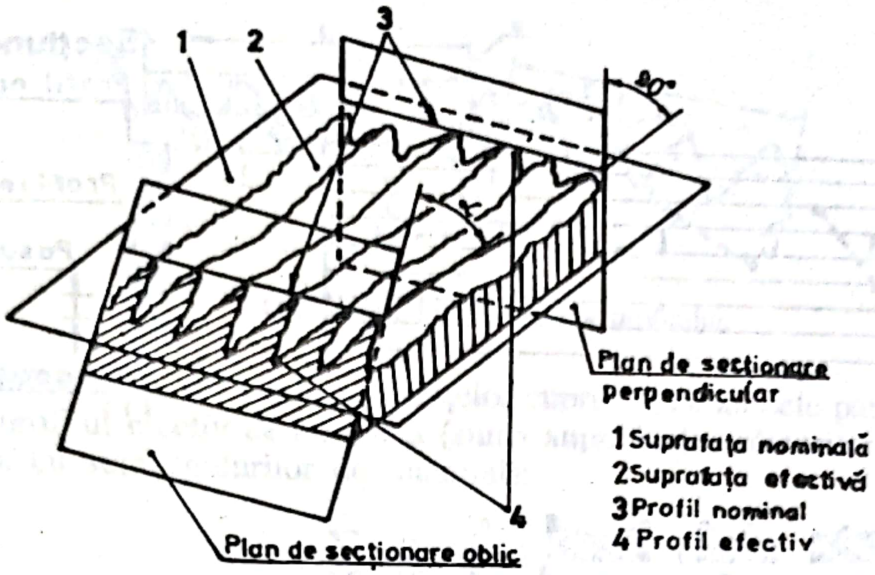


Fig. 1.177. Starea geometrică a unei suprafeţe.

f) profil periodic – profilul care poate fi descris printr-o funcţie periodică;

g) profil anamorfozat – profil efectiv reprodus prin intermediul aparatelor de măsurat înregistratoare, astfel încât raportul dintre scara verticală şi cea orizontală să fie mai mare decât 1 (fig. 1.178).

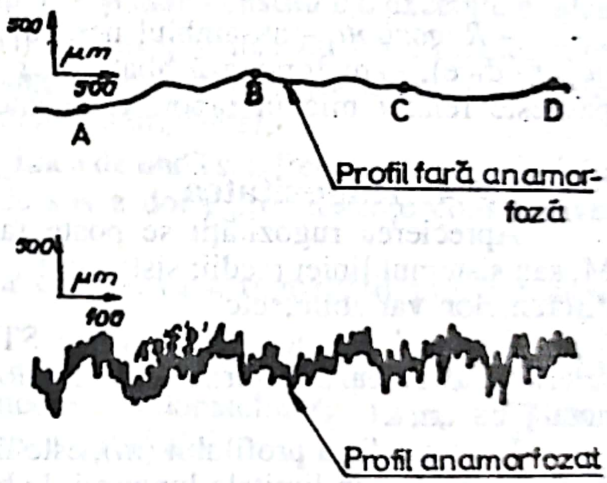


Fig. 1.178. Anamorfozare.

Se mai definesc noţiunile:

– *Orientarea neregularităţilor* (motivul suprafeţei) – imaginea dată de direcţia predominantă a neregularităţilor suprafeţei şi care în general este determinată de procedeul de prelucrare;

– *Direcţia de măsurare* – direcţia care dă valoarea maximă a abaterii geometrice măsurate (fig. 1.179);

– *Linia de referinţă* – linia aleasă convenţional pentru e luarea cantitativă a profilului efectiv. Forma liniei de referinţă este cea a profilului ideal, iar abaterile se vor măsura cu semnele arbitrare: + (deasupra liniei); – (dedesubtul liniei), fiind nule pe linie;

– *Sistem* – metoda de calcul utilizată pentru evaluarea cantitativă a abaterilor profilului efectiv în raport cu linia de referinţă aleasă;

– *Metodă de profil* – metodă de evaluare a stării suprafeţei prin explorarea profilului real şi evaluarea acestuia prin parametrii profilului efectiv;

– *Ondulaţia* (W) – ansamblul neregularităţilor periodice care formează abaterile geometrice de ordinul 2, şi al căror pas este de câteva ori mai mare decât adâncimea lor;

Scanned with OKEN Scanner

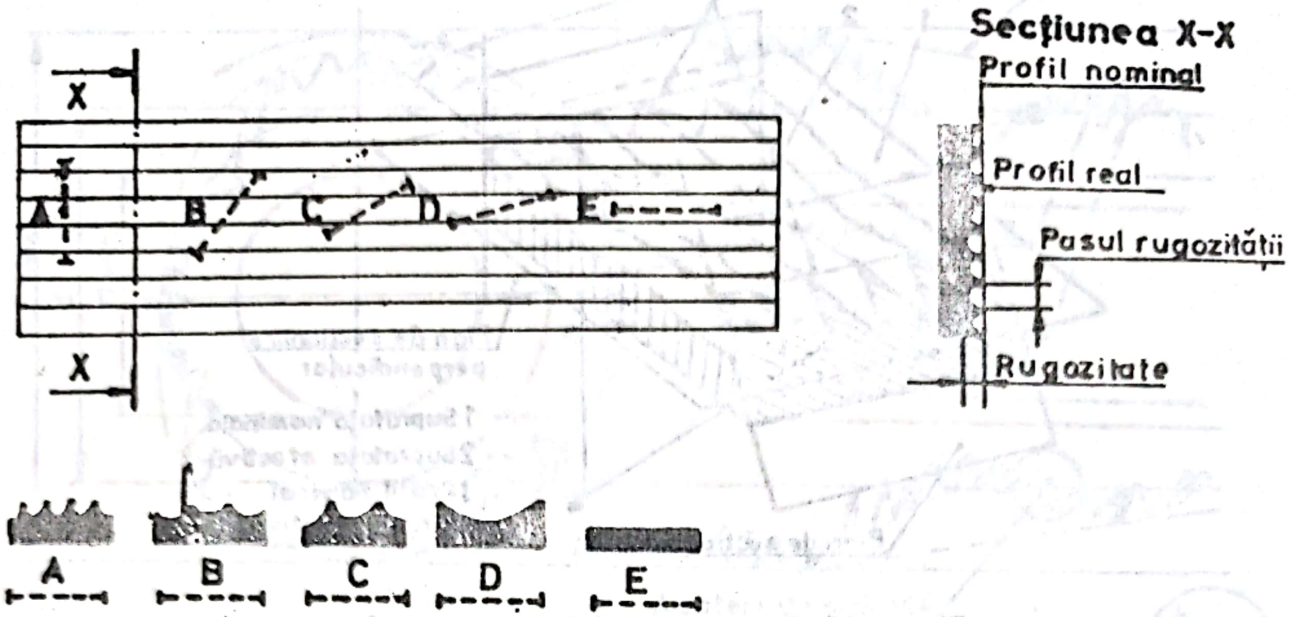


Fig. 1.179. Influenţa diferitelor direcţii de măsurare asupra formei şi mărimii profilului efectiv.

– *Rugozitate* – ansamblul neregularităţilor (periodice, pseudoperiodice sau neperiodice), care formează abaterile geometrice de ordinul 3 şi 4, şi al căror pas este relativ mic în raport cu adâncimea lor.

1.4.4. Rugozitatea

Aprecierea rugozităţii se poate face după mai multe „sisteme": sistemul M, sau sistemul liniei medii; sistemul E, sau sistemul liniei înfăşurătoare; sistemul diferenţelor variabile, etc.

Sistemul M, adoptat de către STAS ca fiind cel mai folosit sistem de referinţă, evaluează valorile rugozităţilor în raport cu linia medie a profilului notată cu „m".

Linia medie a profilului (m), este linia de referinţă care are forma profilului nominal şi care, în limitele lungimii de bază, împarte profilul efectiv astfel încât, suma patratelor ordonatelor (y_1, y_2 ...) profilului, în raport cu această linie, să fie minimă (fig. 1.140).

$$\int_B^A Y^2 dx = \min. \qquad (1.4.1)$$

Lungimea de bază (l) – este lungimea liniei de referinţă aleasă convenţional pentru a defini rugozitatea (respectiv ondulaţia), fără influenţa celorlalte abateri geometrice. În legătură cu sistemul M, se mai definesc (fig.1.180):

– Lungimea de măsurare (L) – lungimea liniei de referinţă aleasă pentru măsurarea parametrilor de profil. Ea poate cuprinde una sau mai multe lungimi de bază;

– linia centrală a profilului – linia de referinţă care are forma profilului nominal şi care, în limitele lungimii de bază este paralelă cu direcţia generală

Scanned with OKEN Scanner

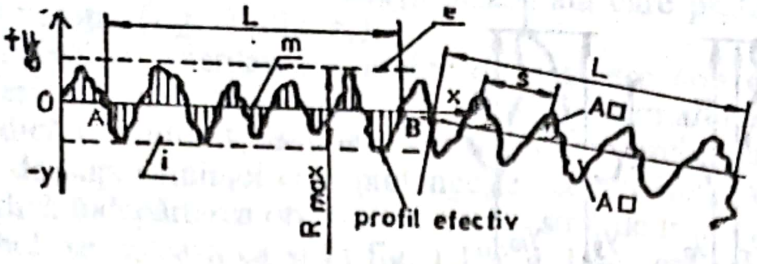


Fig. 1.180. Linia medie a profilului.

a profilului, astfel încât suma suprafeţelor cuprinse, de ambele părţi, între această linie şi profilul efectiv să fie egală (suma suprafeţelor plinurilor de material să fie egală cu suma golurilor de material):

$$\sum_{i=1}^{n} A_{\square i} - \sum_{i=1}^{n} A_{\blacksquare i} = 0. \qquad (1.4.2)$$

– linia exterioară a profilului (e) – linia paralelă cu linia medie, care, în limitele lungimii de bază, trece prin punctele cele mai înalte ale profilului efectiv (exceptând abaterile cu caracter întâmplător şi care constituie o excepţie evidentă);

– linia interioară a profilului (i) – linia paralelă cu linia medie, care, în limitele lungimii de bază, trece prin punctele cele mai de jos ale profilului efectiv (exceptând abaterile cu caracter evident întâmplător);

– pasul neregularităţilor (s) (lungimea de undă sau frecvenţa neregularităţilor) – distanţa dintre punctele cele mai de sus a două proeminenţe consecutive ale profilului efectiv.

Sistemul M prevede aprecierea cantitativă a rugozităţii prin următoarele valori:

a) Abaterea medie aritmetică a profilului *(R_a)*. Valoarea R_a a profilului în raport cu linia m, este valoarea medie a ordonatelor $(y_1, y_2, y_3 ... y_n)$ punctelor profilului efectiv, faţă de linia medie a profilului:

$$R_a = \frac{1}{\ell} \int_A^B Y dx, \qquad (1.4.3)$$

sau exprimată aproximativ:

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} Y_i, \qquad (1.4.4)$$

în care n este numărul de ordonate de-a lungul lungimii de referinţă l.

b) înălţimea neregularităţilor (R_z). Valoarea R_z este distanţa medie dintre cele mai înalte cinci puncte de vârf, şi cele mai joase cinci puncte de fund ale profilului efectiv, cuprinse între liniile exterioară *(e)* şi interioară *(i)* (fig. 1.181):

Scanned with OKEN Scanner

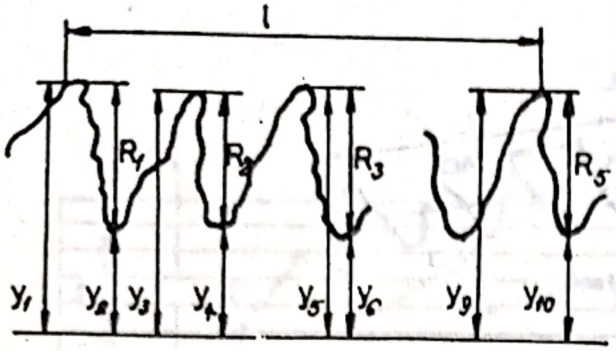


Fig. 1.181. Schema de principiu pentru determinarea mărimii R_z.

$$R_z = \frac{(y_1 - y_2) + (y_3 - y_4) + (y_5 - y_6) + \ldots + (y_9 - y_{10})}{5} = \frac{R_1 + R_2 + \ldots R_5}{5} \qquad (1.4.5)$$

Valorile preferenţiale ale mărimilor R_a şi R_z cât şi cele ale lungimilor de bază sunt date în tabelul 1.41.

1.4.5. Notarea pe desen a valorilor admisibile ale rugozităţii

Pe desenul produsului finit se trece în primul rând semnul pentru notarea rugozităţii (fig. 1.182 a).

În cazul în care rugozitatea este exprimată în valori R_a, se va trece numai cifra abaterii maxime admisibile în microni, fără simbolul R_a (fig. 1.182 b).

În cazul în care valoarea rugozităţii se exprimă în unităţi R_z, cifra reprezentând abaterea maximă admisibilă va fi precedată de simbolul R_z (fig. 1.182 c). (Indicaţia este valabilă pentru toţi parametrii în afară de R_a).

Situaţiile care reclamă şi indicarea valorii minime a abaterii admisibile vor fi indicate ca şi în fig. 1.182 d. O altă lungime de referinţă l, decât cea standardizată, se

Tabelul 1.41

Valorile preferenţiale ale lui R_a, R_z şi l

R_a	R_z	Lungimea de bază
Maximum (μm)		l (mm)
0,012 0,025	0,063 0,125	0,08
0,15 0,10 0,20 0,40	0,25 0,50 1,00 2,00	0,25
0,80 1,60 3,20	4,00 8,00 12,50	0,80
6,30 12,50	25,00 50,00	2,50
25,00 50,00 100,00	100,00 200,00 400,00	8,00

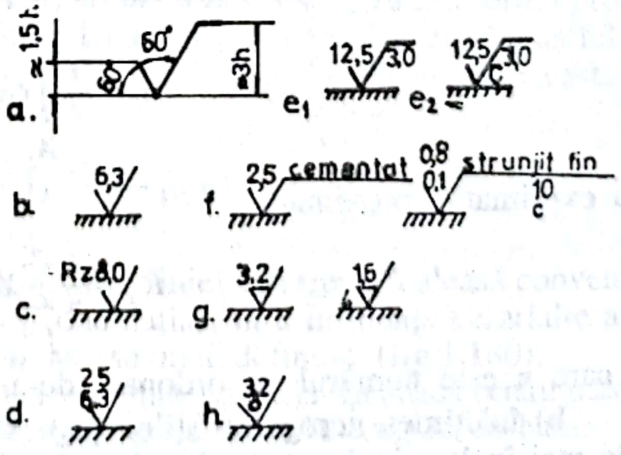


Fig. 1.182. Notarea rugozităţii pe desen.

Scanned with OKEN Scanner

indică printr-o cifră (în mm) sub o liniuţă orizontală care prelungeşte simbolul de notare al rugozităţii (fig. 1.182 e_1).

Dacă se indică şi orientarea urmelor de aşchiere sub cifra care indică lungimea de referinţă se trece şi simbolul orientării urmelor (fig. 1.182 e_2).

Dacă se indică un anumit tratament sau o anumită prelucrare a suprafeţelor, aceasta se indică deasupra liniuţei care prelungeşte semnul rugozităţii (fig. 1.182 f).

Când se indică îndepărtarea obligatorie a unui strat de material de pe suprafaţa indicată prin simbol, se notează ca şi în fig. 1.182 g. Dacă este interzisă înlăturarea unui strat de pe suprafaţa indicată prin simbol, se procedează ca şi în fig. 1.182 h.

1.4.6. Elementele asupra cărora influenţează rugozitatea suprafeţelor

Indiferent de grupa de ajustaj în care este prevăzută o asamblare, datorită faptului că piesele îşi oferă reciproc suprafeţe de contact care se conjugă, rugozitatea acestor suprafeţe are o influenţă hotărâtoare asupra comportării organelor de maşini, la montarea lor sau în exploatare.

În cazul suprafeţelor libere rugozitatea nu are importanţă, cu toate că aici, dat fiind faptul că dimensiunile libere sunt mai puţin precise, se pot obţine netezimi avansate fără dificultate.

La piesele perechi rugozitatea suprafeţelor are o importanţă hotărâtoare asupra următorilor factori:

a) menţinerea raportului dimensiunilor de contact în limitele admise pentru caracteristica de asamblare;

b) rezistenţa la uzură a suprafeţelor de contact;

c) rezistenţa la oboseală;

d) rezistenţa la coroziune.

a) *Menţinerea raportului dimensiunilor de contact ale ajustajelor în limitele admisibile ale caracteristicilor de asamblare*

Problema se necesită a fi analizată atât la ajustajele cu joc, cât şi la ajustajele cu strângere.

La ajustajele cu joc raportul dimensiunilor de contact $\frac{D}{d}>1$, trebuie riguros respectat în limitele toleranţei ajustajului. Toleranţa ajustajului cu joc (T_{aj}) are valoarea:

$$T_{aj} = J_{max} - J_{min},$$

în care: $J_{max} = D_{max} - d_{min}$; $J_{min} = D_{min} - d_{max}$.

După confecţionarea pieselor – ele prezentând anumite rugozităţi pe suprafaţa lor – pentru asamblare vor fi alese piesele „bune", adică acelea a căror dimensiuni efective (D_e, d_e), îndeplinesc condiţia: $D_{max} > D_e > D_{min}$ şi $d_{max} > d_e > d_{min}$.

Dimensiunile efective, D_e şi d_e, au fost determinate prin măsurare, când palpatorul aparatului a perceput valoarea limită dimensională, pe crestele rugozităţilor (fig. 1.183). Figura este reprezentată anamorfozat. Anamorfoza s-a aplicat rugozităţilor, a căror scară de reprezentare, este cu mult superioară scării de reprezentare a diametrilor.

După montarea lor şi în timpul funcţionării, rugoztăţile se vor uza de la baza lor, rezultând noi valori ale dimensiunilor de conatact, şi anume dimensiunile

Scanned with OKEN Scanner

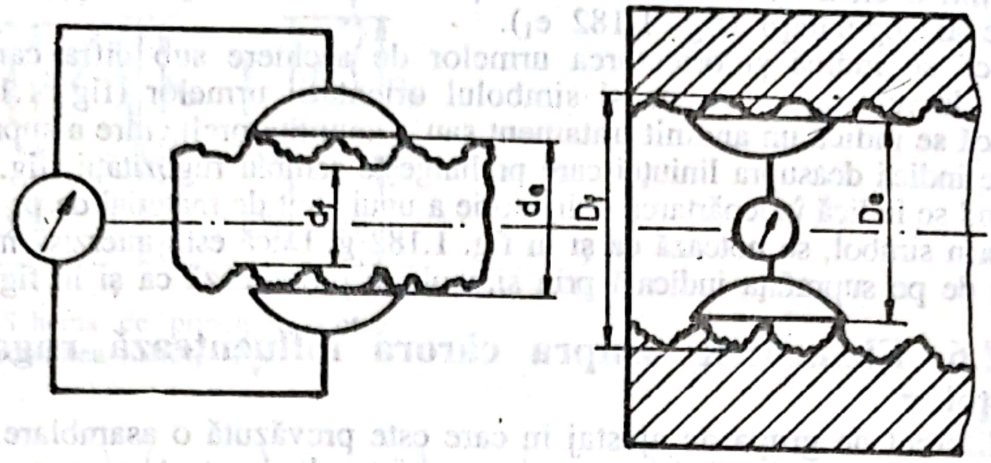


Fig. 1.183. Dimensiunile efective anamorfozate ale pieselor înainte de montaj.

funcţionale (D_f şi d_f). Acestea satisfac următoarele relaţii: $D_f > D_e$; $d_f < d_e$, conform cărora, valoarea uzurii pe diametru este: $D_f - D_e = U_D$; $d_e - d_f = U_d$.

În acest caz este evident că datorită rugozităţii, se stabileşte o valoare nouă a raportului dimensiunilor de contact, mai mare decât cea iniţială:

$$\frac{D_f}{d_f} > \frac{D_e}{d_e}. \qquad (1.4.6)$$

Practic, datorită rugozităţii şi dependent de forma, mărimea şi modalitatea de aranjament a neregularităţilor, jocul va creşte. Se pune problema ca acesta să nu depăşească jocul maxim. Asupra acestei probleme se va reveni în detaliu în capitolul 3.

La ajustajele cu strângere, la montajul la rece al acestora, rugozitatea cedează elastic sau plastic. Diametrele după montaj (D_m; d_m), ale celor două piese vor suferi variaţii în sensul: $D_e < D_m$ şi $d_e > d_m$. Se creează un nou raport al dimensiunilor de contact, care satisface relaţia:

$$\frac{D_e}{d_e} < \frac{D_m}{d_m}. \qquad (1.4.7)$$

Este vizată în acest caz valoarea strângerii minime (S_{min}) şi prin aceasta menţinerea ajustajului în limitele toleranţei admisibile. Şi asupra acestei probleme se vor face specificări în detaliu în capitolul 3.

b) Rezistenţa la uzură a suprafeţelor de contact

Datorită prezenţei rugozităţilor pe suprafeţele pieselor asamblărilor mobile, contactul nu se realizează pe suprafeţele nominale ci pe cele efective. Suprafaţa de contact va fi mai mică şi se realizează numai pe anumite zone determinate de vârfurile asperităţilor. Suprafaţa care realizează în mod efectiv contactul stabileşte un anumit coeficient de portanţă K. Acesta este cu atât mai mic cu cât rugozităţile sunt mai grosolane. Coeficientul K creşte deodată cu creşterea netezimii suprafeţelor. La prelucrări obişnuite (strunjire, frezare, alezare), valoarea lui K este cuprinsă între 0,15 şi 0,25. În cazul suprafeţelor rectificate K=0,50 şi numai prin metode de superfinisare, coeficientul de portanţă K ajunge la valori

Scanned with OKEN Scanner

cuprinse între 0,90 și 0,97. Cu cât coeficientul K este mai mic, cu atât presiunile vor fi mai mari, valori care sunt însoțite de o serie de consecințe: apariția deformațiilor plastice, creșterea și depășirea tensiunilor admisibile, distrugerea prin rupere (retezare) a asperităților, care are drept urmare eliberarea unor particule de metal ce vor constitui apoi elemente abrazive. Toate acestea vor avea drept efect micșorarea rezistenței la uzură a pieselor.

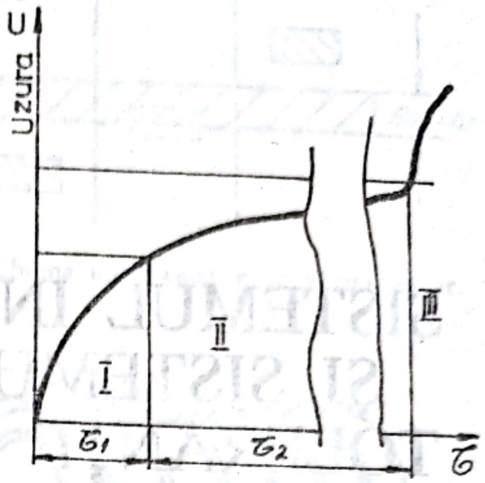


Fig. 1.184. Uzura în funcțiune de timp.

În reprezentarea grafică a uzurii în funcție de timp se disting trei zone:

I) zona uzurii primare;

II) zona uzurii normale;

III) zona uzurii catastrofale (fig. 1.184). Din diagramă rezultă că uzura cea mai accentuată este în zona primară. Aici coeficientul de portanță este minim, asperitățile sunt ascuțite și deci suprafețele de contact sunt minime ceea ce determină apariția unor presiuni de contact foarte mari. Drept urmare, în această zonă uzura este foarte accentuată, fenomen la care concurează suplimentar și elementul de efect al uzurii și anume împrăștierea în masa lubrifiantului a particulelor metalice ecruisate, puternic abrazive. Zona uzurii primare este caracterizată prin timpul τ_1, relativ redus. În zona uzurii normale fenomenul este atenuat de creșterea suprafeței de contact cu urmarea ei, scăderea presiunii. În această zonă uzura progresează lent în timp, caracteristic este o perioadă de funcționare $\tau_2 >> \tau_1$. Zona a III-a este zona uzurii catastrofale, când uzura progresează rapid în timp, și ea este influențată de alți factori decât rugozitatea.

c) *Rezistența la oboseală*

Profilul dantelat al rugozităților se constituie drept element al apariției concentratorilor de tensiune. Trecerile bruște în unghiuri ascuțite creează amorse de rupere prin apariția inițială a microfisurilor în material. Apariția acestora este favorizată de împrejurarea în care raza la fundul asperităților este mai mică. Fenomenul apariției microfisurilor este suplimentat de: neomogenitatea inerentă a microstructurii aliajului piesei, (care în baza componenței sale conține diferiți constituenți și faze eterogene sub aspectul proprietăților), existența limitelor de separare intercristalină și de existența defectelor interne (incluziuni nemetalice).

d) *Rezistența la coroziune a materialului pieselor*

În mediul în care piesa își desfășoară rolul funcțional, datorită diferențelor de potențial micro-electro-chimic, determinate de neomogenitățile aliajului, porțiuni din suprafața aliajului se autoconstituie în elemente anodice, iar altele în elemente catodice. În mediul respectiv, care preia calitatea de electrolit, se provoacă o disociere anodică. Aceasta este cu atât mai accentuată, cu cât rugozitățile sunt mai mari și mai ascuțite, drept urmare a favorizării electrolizei prin creșterea microcurenților care au o atitudine preferențială de a se scurge prin vârfuri.

Scanned with OKEN Scanner

CAPITOLUL 2

SISTEMUL INTERNATIONAL ISO ŞI SISTEMUL NAŢIONAL DE TOLERANŢE ŞI AJUSTAJE STAS

2.1. Sistemul internaţional de toleranţe (ISO)

În scopul facilitării schimburilor pe plan internaţional şi de asemenea pentru a beneficia de avantajele interschimbabilităţii, a apărut ca o necesitate sistemul internaţional de toleranţe şi ajustaje. În scopul înfiinţări acestui For, încă din anul 1926 au apărut primele propuneri, astfel că până în anul 1932 au fost definitivate toleranţele şi ajustajele pentru diametre până la 180 mm, iar cele în continuare – până la 500 mm – au fost stabilite până în anul 1935. Între anii 1949 şi 1957 s-a elaborat sistemul ISO, de toleranţe şi ajustaje, proiectul fiind acceptat ca „Recomandare ISO" în anul 1960.

În ţara noastră a început din anul 1967 alcătuirea, elaborarea şi aplicarea sistemului de toleranţe şi ajustaje după Recomandarea ISO/R 286 – 1962. În prezent, sistemul ISO se aplică în ţara noastră cu titlul general, fiind reglementat prin 11 standarde.

2.1.1. Caracteristicile sistemului de toleranţe ISO (STAS 8101-88)

2.1.1.1. Baza sistemului. Pentru simplificare în sensul limitării numărului de ajustaje, pentru a favoriza factorul economic atât la proiectare cât şi la prelucrare, sistemul de toleranţe ISO posedă două sisteme de ajustaj:

2.1.1.1.1. Sistemul de ajustaj cu alezaj unitar, care presupune asamblările realizate cu alezaje al căror câmp de toleranţă este amplasat tangent la linia de

Scanned with OKEN Scanner

referinţă cu abaterea sa inferioară ($A_i = 0$; $A_s = T_D$), diferitele grupe şi feluri de ajustaje obţinându-se prin amplasarea convenabilă a câmpului de toleranţă al piesei neunitare (fig. 2.1).

Pentru o reprezentare mai sugestivă a unor ajustaje în sistem de alezaj unitar s-a alcătuit fig. 2.2.

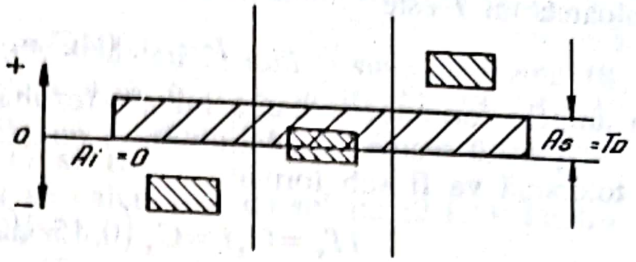


Fig. 2.1. Schema unor ajustaje în alezaj unitar.

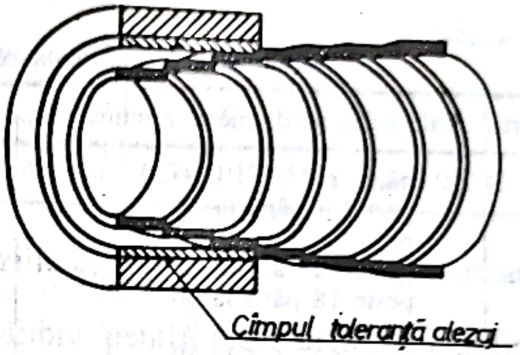


Fig. 2.2. Ajustaje în sistem de alezaj unitar.

2.1.1.2. Sistemul de ajustaj cu arbore unitar presupune asamblările realizate cu arbori al căror câmp de toleranţă este amplasat tangent la linia de referinţă cu abaterea sa superioară ($a_s = 0$; $|a_i| = T_d$), diferitele grupe şi feluri de ajustaje obţinîndu-se prin amplasarea convenabilă a câmpului de toleranţă al piesei neunitare (fig. 2.3). În fig. 2.4, sunt reprezentate sugestiv asamblări în arbore unitar.

2.1.1.2. Toleranţa sau câmpul de toleranţă se notează în ISO cu IT. În STAS toleranţa se notează cu T. După cum s-a arătat, o toleranţă este egală cu produsul dintre numărul unităţii de toleranţă (C_x) şi unitatea de toleranţă (i).

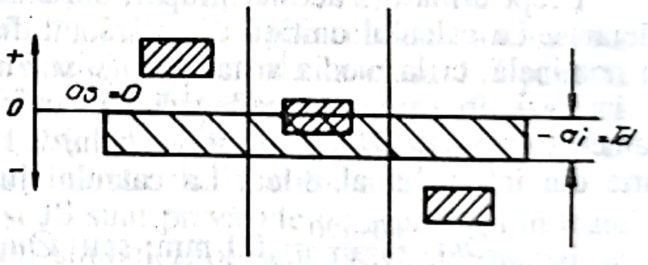


Fig. 2.3. Schema unor ajustaje în arbore unitar.

2.1.1.3. Numărul unităţilor de toleranţă se notează cu C_x şi este o cifră adimensională, care se dă în tabele în funcţie de clasa de precizie.

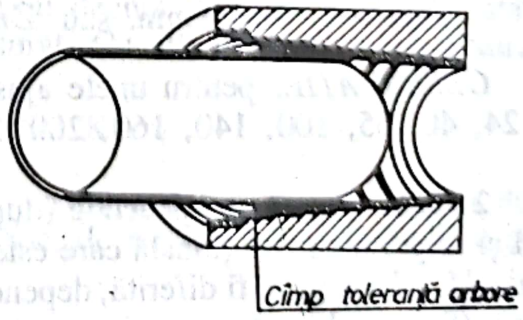


Fig. 2.4. Ajustaje în sistem de arbore unitar.

2.1.1.4. Unitatea de toleranţă se notează cu „i" şi are valorile:

$$i = 0{,}45 \cdot \sqrt[3]{\varnothing m} + 0{,}001 \varnothing m,$$

Scanned with OKEN Scanner

pentru intervalul cuprins între 1....500 mm. Pentru diametre peste 500 mm, valoarea lui I este:

$$I = 0{,}004\varnothing\,\mathrm{m} + 2{,}1.$$

În ambele formule, valoarea lui „i" rezultă în µm, pentru ∅ în mm.

Ţinând seama de relaţiile de la punctele 2.1.1.3 şi 2.1.1.4 se conclude că o toleranţă va fi sub forma:

$$IT_x = C_x i = C_x\left(0{,}45\cdot\sqrt[3]{\varnothing m} + 0{,}001\varnothing m\right). \qquad (2.1.1)$$

2.1.1.5. Limitele intervalelor de diametre. Între 1...500 mm, întreg domeniul a fost împărţit în 13 intervale (principale), conform tabelului 2.1.

Tabelul 2.1

Intervale principale de diametre pentru gama până la 500 mm

Nr. crt.	Intervalul de diametre nominale	Nr. crt.	Intervalul de diametre nominale
1	până la 3	8	peste 80 până la 120
2	peste 3 până la 6	9	peste 120 până la 180
3	peste 6 până la 10	10	peste 180 până la 250
4	peste 10 până la 18	11	peste 250 până la 315
5	peste 18 până la 30	12	peste 315 până la 400
6	peste 30 până la 50	13	peste 400 până la 500
7	peste 50 până la 80		
Pentru unele ajustaje sunt prevăzute şi intervale intermediare			

Drept urmare a acestei grupări s-a redus numărul de valori ale unităţii de toleranţă. La calculul unităţii de toleranţă, diametrul se consideră nu la valoarea lui nominală, ci la media aritmetică (*sau la cea geometrică*), a celor două limite de interval, în care se încadrează cota nominală. De exemplu, în cazul unui diametru nominal ∅ 92 mm: din tabelul 2.1 se observă că această valoare face parte din intervalul al 8-lea. La calculul lui „i" se va introduce:

$$\varnothing m = \frac{80+120}{2} = 100 \text{ mm, sau } \varnothing m = \sqrt{80}\cdot\sqrt{120} = 97{,}9 \text{ mm.}$$

În cazul în care diametrul nominal coincide cu o limită de interval, media se va face cu limita inferioară. De exemplu ∅=80 mm.

$$\varnothing m = \frac{80+50}{2} = 65 \text{ mm, sau } \varnothing m = \sqrt{80}\cdot\sqrt{50} = 63{,}2 \text{ mm} = 63 \text{ mm.}$$

OBSERVAŢIE: pentru unele ajustaje sunt prevăzute în plus şi intervalele: 14, 24, 40, 65, 100, 140, 160, 200, 225, 280, 355, 450 în mm.

2.1.1.6. Clasele de precizie (după ISO: trepte de toleranţă). În funcţie de rolul şi importanţa funcţională care este impusă unei piese, indiferent de valoarea nominală, toleranţa va fi diferită, dependenţa fiind determinată de clasa de precizie aleasă. (Pentru clasa de precizie se utilizează şi termenul de „treaptă de precizie" respectiv precizie sau/şi trepte de toleranţă).

Scanned with OKEN Scanner

În tabelul 1.1, sunt redate clasele de precizie în sistemul de toleranţă ISO. În subsolul acestui tabel sunt date valorile „numărului unităţii de toleranţă" în funcţie de clasele de precizie.

În sistemul ISO – standardizat actual la noi în ţară – sunt prevăzute 18 trepte de precizie şi anume: 01, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15 şi 16. Treapta 01 este cea mai precisă, iar treapta 16 este cea mai grosolană. (În ultimul timp au apărut şi clasele 17 şi 18).

Pentru preciziile 5...16, toleranţa se calculează cu relaţia (2.1.1). Pentru aceste precizii toleranţa ca formulă generală:

$IT_x = C_x \cdot i$, va lua forma concretă: $IT_5 = C_5 \cdot i$; $IT_6 = C_6 \cdot i$;

$IT_{16} = C_{16} \cdot i$.

Toleranţele IT_{01}... IT_1, se calculează conform tabelului 2.2.

Tabelul 2.2

Toleranţele fundamentale IT_{01}; IT_0; IT_1

Simbolul toleranţei	IT_{01}	IT_0	IT_1
Valoarea lui IT (în μm), pentru ∅ (în mm)	0,3+0,08 ∅ m	0,5+0,012 ∅ m	0,8+0,020 ∅ m

Toleranţele fundamentale pentru preciziile 2, 3 şi 4, se stabilesc aproximativ în progresie geometrică, între IT_1 şi IT_5.

Calităţile 01...4, se utilizează pentru calibre, pentru piese de mecanică fină, sau pentru piese ale unor aparate de precizie. Calităţile 5...11 se utilizează pentru piese obişnuite care formează ajustaje în construcţia de maşini. Piesele care prezintă dimensiuni libere şi de asemenea semifabricatele forjate, turnate sau laminate se execută cu toleranţe în calităţile 12...16, (17...18).

Dintre ajustajele enumerate în tabelul 2.3, cele împerecheate cu simbolul *h* sunt prevăzute în toate clasele de precizie începând de la clasa 1-a până la a 16-a (deci vor exista simboluri *h*1, *h*2, *h*3, ... *h*16. De asemenea şi ajustajele care fac pereche cu arborii speciali *js* ($js_1, js_2, ... js_{16}$). În clasa a 4-a sunt prevăzute: *f, g, k, m, n, p, r, s*. Restul arborilor încep numai de la clasa a 5-a.

Privitor la alezaje simbolurile H şi JS sunt prevăzute de asemenea în toate cele 16 clase de precizie (1...16). Restul simbolurilor sunt prevăzute numai de la clasa 5-a în sus.

2.1.1.7. Temperatura de referinţă. Dimensiunile efective vor fi considerate valabile numai în situaţia în care măsurările au decurs la 20 °C (293 K), atât pentru piesă cât şi pentru mijloacele de măsurat. Cu alte cuvinte „temperatura de referinţă" este:

$$t_o = 20\ °C;\ (t_o = 293\ K).$$

2.1.1.8. Grupele de ajustaj. În ISO – ca de altfel în oricare sistem de standardizare – sunt 3 grupe de ajustaje: cu joc, de trecere sau intermediare şi cu strângere.

2.1.1.9. Felurile ajustajelor. În tabelul 2.3, sunt redate felurile ajustajelor ISO.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.3

Simbolizarea poziţiilor câmpurilor de toleranţe

Alezaje	*A*	*B*	*C*	*CD*	*D*	*E*	*EF*	*F*	*FG*	*G*	*H*	*JS*	*J*	*K*	*M*	*N*	*P*	*R*	*S*	*T*	*U*	*V*	*X*	*Y*	*Z*	*ZA*	*ZB*	*ZC*
Arbori	*a*	*b*	*c*	*cd*	*d*	*e*	*ef*	*f*	*fg*	*g*	*h*	*js*	*j*	*k*	*m*	*n*	*p*	*r*	*s*	*t*	*u*	*v*	*x*	*y*	*z*	*za*	*zb*	*zc*
Dau ajustaje	cu joc											intermediare						cu strângere										

Rezultă de aici că ajustajele cu joc sunt de 11 feluri, cele intermediare de 5 feluri, iar cele cu strângere de 12 feluri.

În fig. 2.5, sunt redate poziţiile câmpurilor de toleranţă (cu abaterile lor minime) pentru intervalul de dimensiuni peste 6 la 10 mm.

Dacă se ţine seama şi de piesa unitară, în cazul în care aceasta este alezajul (care se notează cu simbolul H), atunci familiile de ajustaje ISO sunt reprezentate în fig. 2.5 b.

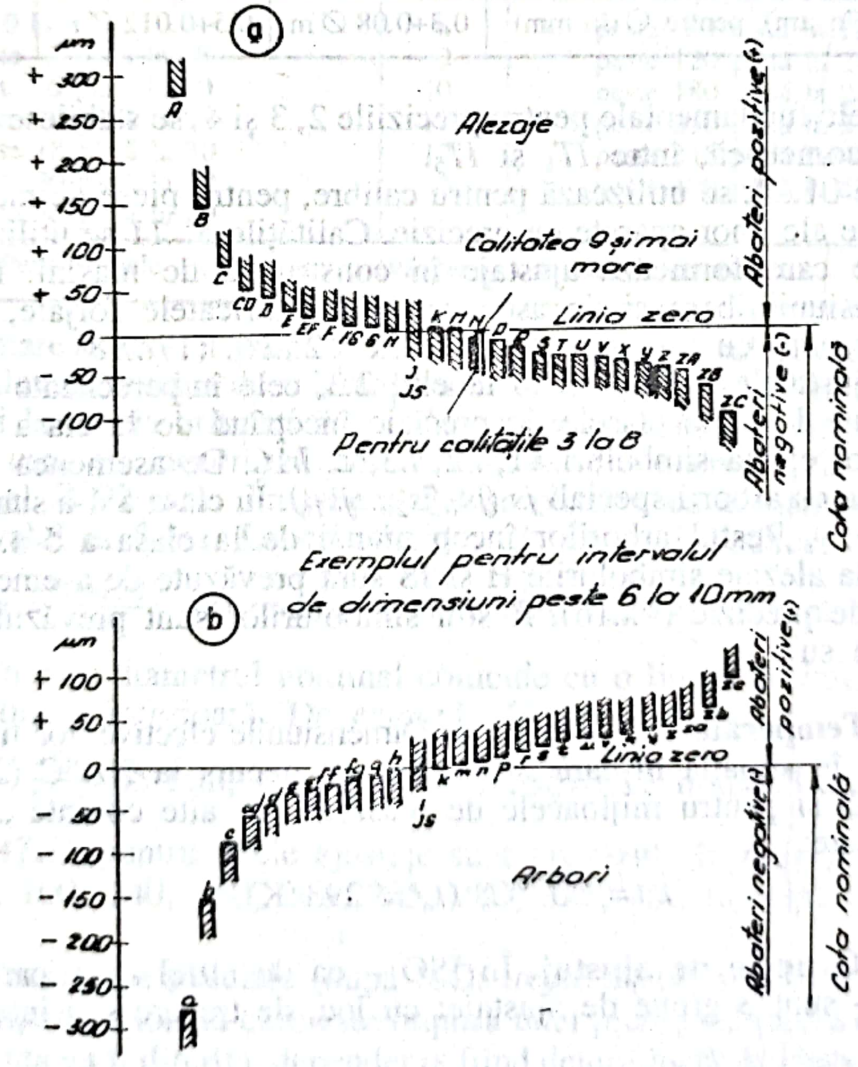


Fig. 2.5. Amplasarea câmpurilor de toleranţă în sistemul ISO: a) în cazul sistemului de ajustaj cu arbore unitar; b) în cazul sistemului de ajustaj cu alezaj unitar.

Scanned with OKEN Scanner

În cazul în care piesa unitară este arborele, acesta se notează cu simbolul h, pentru care familiile de ajustaje sunt reprezentate în fig. 2.5 a.

2.1.1.10. Simbolizarea ajustajelor în sistemul ISO (STAS 8102-88; 8103-88) se face în felul următor:

a) Cota nominală (N) se trece notându-se o cifră care reprezintă mm. Dacă aceasta reprezintă un diametru se trece înaintea ei litera Ø: 20 – pentru o lungime oarecare; Ø20 – pentru un diametru.

După cifra reprezentând cota nominală se duce o linie la mijlocul cifrei respective:

Ø20——.

Întotdeauna deasupra liniei se trece simbolul alezajului (cu literă mare: A, B, C, ... X, Y, Z). Dedesubtul liniei se trece simbolul arborelui (cu literă mică).

b) Sistemul de ajustaj. Dacă ajustajul este în sistem cu alezaj unitar, simbolul alezajului unitar fiind H, se va trece această literă deasupra liniei:

$$Ø20\frac{H}{\quad}.$$

Dacă ajustajul este în sistem de arbore unitar, deoarece simbolul arborelui unitar este h, acesta se va trece dedesubtul liniei:

$$Ø20\frac{\quad}{h}.$$

c) Grupa și felul ajustajului va fi indicată de simbolul piesei neunitare. De exemplu, în cazul ajustajelor în alezaj unitar, drept ajustaje cu joc vor fi:

$$Ø20\frac{H}{a};\quad Ø20\frac{H}{b};\quad Ø20\frac{H}{c};\ldots Ø20\frac{H}{h},$$

ajustaje intermediare:

$$Ø20\frac{H}{js};\quad Ø20\frac{H}{j};\quad Ø20\frac{H}{k};\quad Ø20\frac{H}{m};\quad Ø20\frac{H}{n},$$

iar ajustaje cu strângere:

$$Ø20\frac{H}{p};\quad Ø20\frac{H}{r};\ldots Ø20\frac{H}{zc}.$$

În cazul ajustajelor cu arbore unitar, din grupa cu joc fac parte:

$$Ø20\frac{A}{h};\quad Ø20\frac{B}{h};\quad Ø20\frac{C}{h};\ldots Ø20\frac{H}{h}.$$

(Se observă că ajustajul ultim, $\frac{H}{h}$ este din grupa cu joc, și are particularitatea de a fi în ambele sisteme, adică și în sistem de ajustaj cu alezaj unitar, și în sistem de ajustaj cu arbore unitar).

Din grupa de ajustaje intermediare:

$$Ø20\frac{JS}{h};\quad Ø20\frac{J}{h};\ldots Ø20\frac{N}{h},$$

Scanned with OKEN Scanner

iar din grupa ajustajelor cu strângere:

$$\varnothing 20\frac{P}{h};\quad \varnothing 20\frac{R}{h};\ldots\varnothing 20\frac{ZC}{h}.$$

d) Calităţile (clasele de precizie) se trec sub formă cifrică (5...11) pentru fiecare simbol:

$$\varnothing 120\frac{H7}{u6}.$$

În ISO diferitele ajustaje se formează, în general, din alezaje şi arbori care posedă diferite clase de precizie. Se recomandă folosirea următoarelor combinaţii (familii de calităţi) în sistemul de alezaj unitar:

Fam. *H*6 cu arborii: *e*7; *f*6; *g*5 etc. vezi Tab. 5.3.
Fam. *H*7 cu arborii: *c*8; *d*8; *e*8; *f*7; *g*6 etc.
Fam. *H*8 cu arborii: *d*9; *f*9; *h*8.
Fam. *H*11 cu arborii: *a*11; *b*11; *c*11; *d*11; *h*11
În sistemul cu arbore unitar:
Fam. *h*5 cu alezajele: *E*6; *F*6; *G*6.
Fam. *h*6; *h*7 cu alezajele: *A*7; *B*7; *B*8; *C*7; *C*8; *D*9; *D*8; *E*8; *F*7; *G*7.
Fam. *h*11 cu alezajele: *A*11; *B*11; *C*11; *D*11.
În fig. 2.6 şi 2.7 sunt redate familiile de ajustaje în cele două sisteme.
Înscrierea ajustajelor pe desen se face conform fig. 2.8.

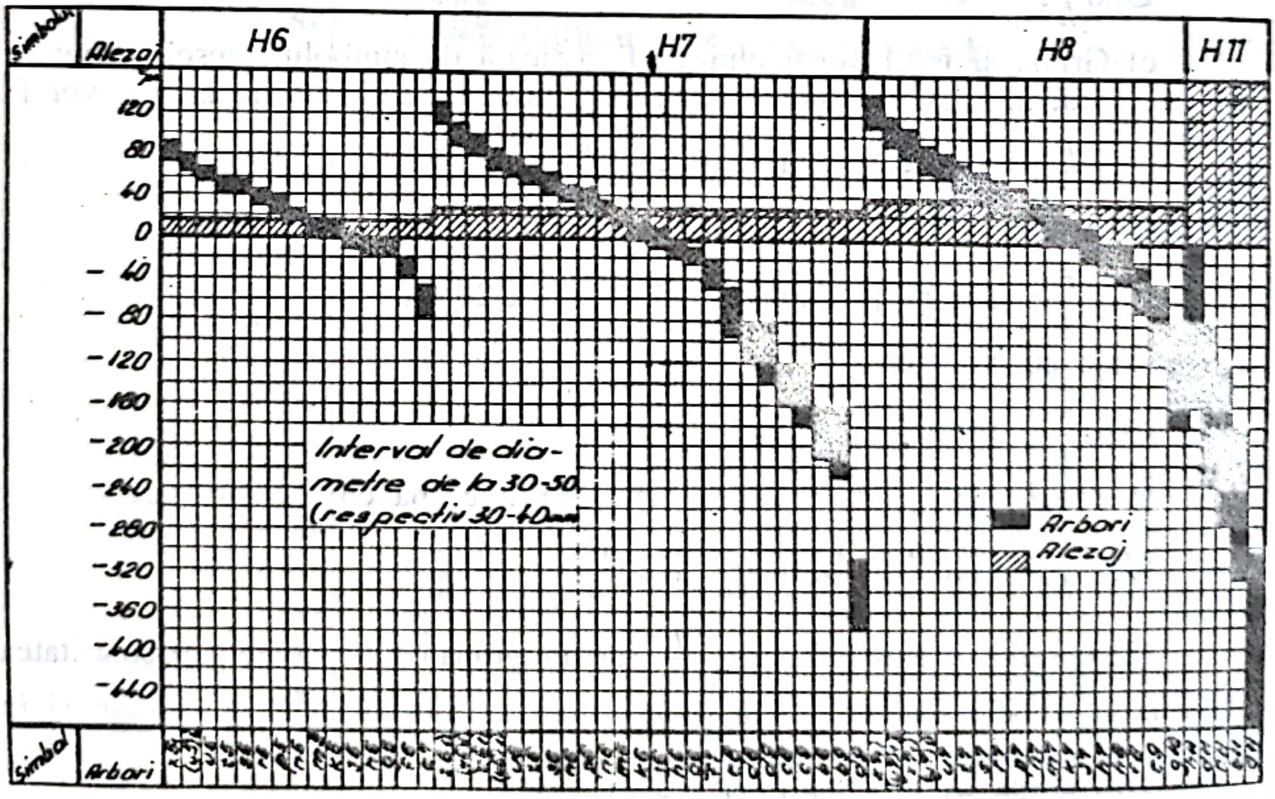


Fig. 2.6. Familiile de ajustaje ISO original, în sistemul de alezaj unitar

Scanned with OKEN Scanner

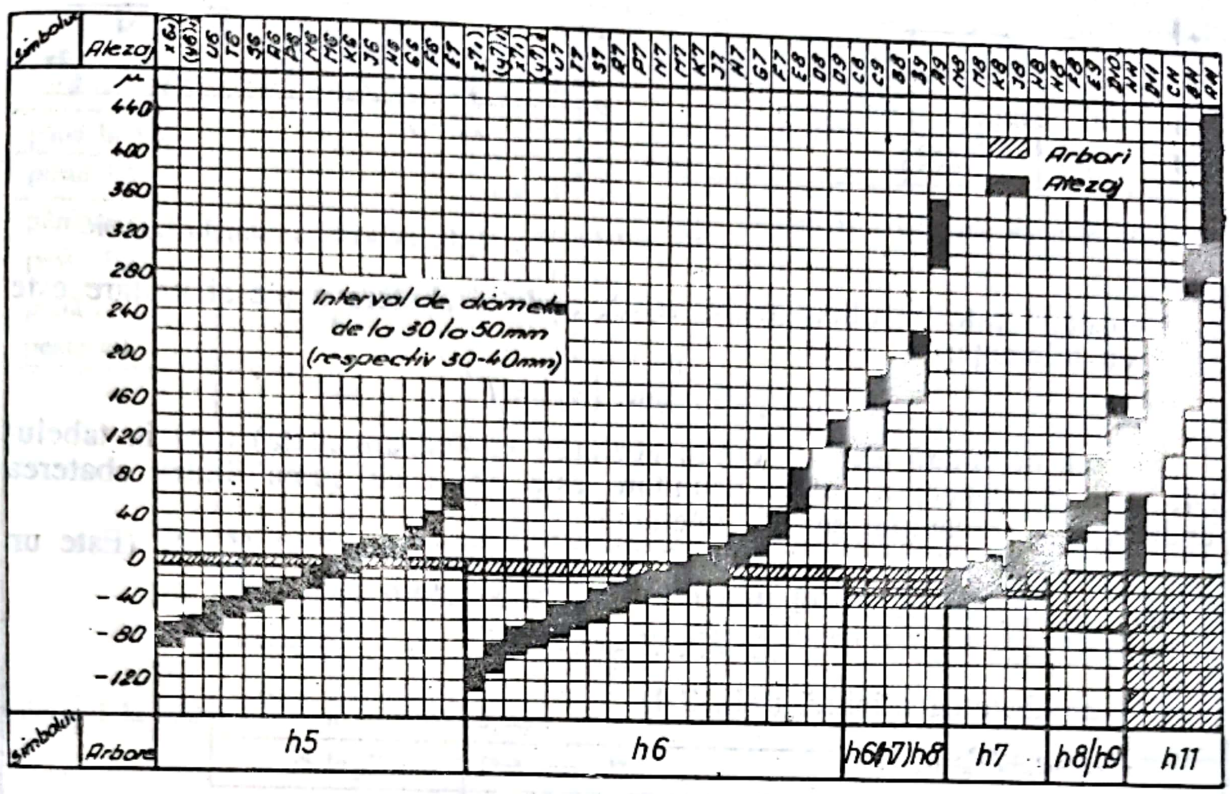


Fig. 2.7. Familiile de ajustaje ISO original, în sistemul de arbore unitar.

2.1.2. Calculul abaterilor

Un ajustaj are patru abateri şi anume: două pentru alezaj (A_s; A_i) şi două pentru arbore (a_s; a_i). În ISO: pentru alezaj (E_s; E_i); pentru arbore (e_s; e_i).

Pentru calculul abaterilor fundamentale se recurge la tabelul 2.4 (Abaterea fundamentală este una dintre abaterile piesei neunitare). Se va proceda în felul următor:

La orice ajustaj, una dintre abateri este nulă (din definiţia sistemului de ajustaj 2.1.1.1). Astfel, dacă ajustajul este în sistem cu alezaj unitar A_i=0, iar

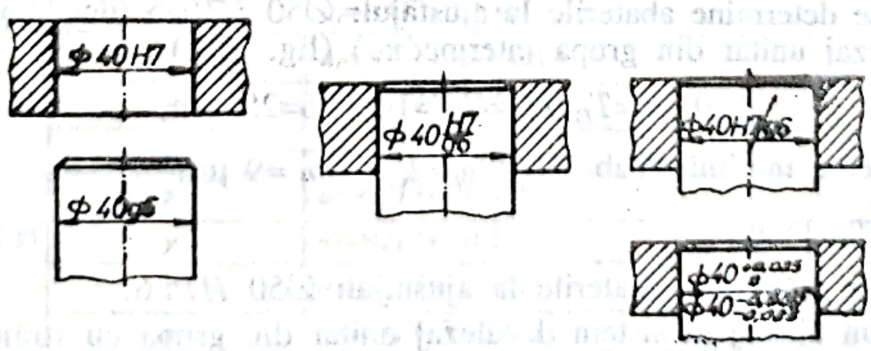


Fig. 2.8. Înscrierea pe desen a ajustajelor şi a abaterilor ISO.

Scanned with OKEN Scanner

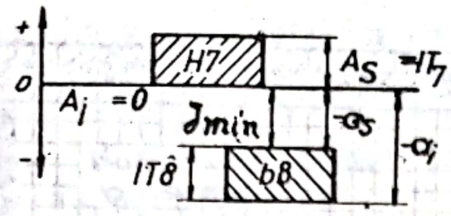


Fig. 2.9. Schema ajustajului *H7/b8*.

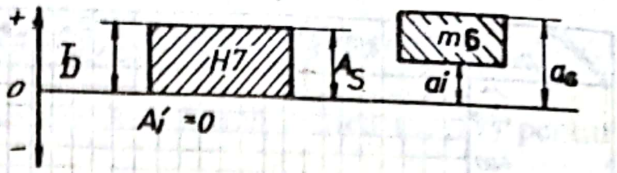


Fig. 2.10. Schema ajustajului *H7/m6*.

dacă ajustajul este în arbore unitar a_s=0, cealaltă abatere a piesei unitare este egală cu toleranţa:

$$A_s=IT_x \text{ sau } |a_i|=IT_x.$$

Piesa neunitară are una dintre abateri (cea fundamentală) dată în tabelul 2.4, cealaltă abatere a piesei neunitare este egală cu suma dintre abaterea fundamentală şi câmpul său de toleranţă.

Aplicaţii: a) Să se calculeze abaterile la ajustajul Ø180 *H7/b8*. (Este un ajustaj în sistemul cu alezaj unitar din grupa cu joc). (fig. 2.9)

$$A_i=0;\ A_s=IT_7=C_7\cdot i$$

– a_s=abaterea minimă (tab. 2.4)

– $a_i=a_s+IT_8=a_s+C_8\cdot i$

în care:

– C_7=16; C_8=25

– $\varnothing m=\sqrt{160}\cdot\sqrt{180}=169{,}7\cong 170$ mm

– abaterea minimă

$$a_s=-1{,}8\ \varnothing m=-1{,}8\cdot 170=-310\ \mu m$$

Deci: $A_i=0$; $A_s=16\cdot 0{,}45\sqrt[3]{170}+0{,}001\cdot 170=40\ \mu m$

$$a_s=-1{,}8\cdot 170=-310\ \text{mm}$$

$$a_i=-[1{,}8\cdot 170+25(0{,}45\sqrt[3]{170}+0{,}001\cdot 170)]=-373\ \mu m,$$

b) Să se determine abaterile la ajustajul: Ø50 *H7/m6* (deci un ajustaj în sistem de alezaj unitar din grupa intermediar) (fig. 2.10).

$$A_i=0;\ A_s=T_D=IT_7=C_7\cdot i=16\cdot 1{,}56=25\ \mu m,$$

a_i=abaterea minimă (Tab. 2.4): $a_i=2{,}8\sqrt[3]{\varnothing m}=9\ \mu m$

$a_s=a_i+IT_6=25\ \mu m$.

c) Să se determine abaterile la ajustajul: Ø50 *H7/u6*.

(Deci un ajustaj în sistem de alezaj unitar din grupa cu strângere) (fig. 2.11). (Pentru acest ajustaj, valoarea diametrului mediu se calculează cu limitele 40...50), deci:

Scanned with OKEN Scanner

Abaterile fundamentale la arbori în μm pentru Ø=1...500 mm

Tabelul 2.4

Dimensiuni	Arbore	Formula
până la 120	*a*	$a_s=-(265+1{,}3\ \varnothing)$
peste 120		$a_s=-3{,}5\ \varnothing$
până la 160	*b*	$a_s=-(140+0{,}8\ \varnothing)$
peste 160		$a_s=-1{,}8\ \varnothing$
până la 40	*c*	$a_s=-5{,}2\ \varnothing^{0.2}$
peste 40		$a_s=-(95+0{,}8\ \varnothing)$
	cd	a_s= media geometrică a abaterilor a_s pentru aşezările *c* şi *d*
	d	$a_s=-16\ \varnothing^{0.44}$
	e	$a_s=-11\ \varnothing^{0.41}$
	ef	a_s= media geometrică a abaterilor a_s pentru aşezările *e* şi *f*
	f	$a_s=-5{,}5\ \varnothing^{0.41}$
	fg	a_s= media geometrică a abaterilor a_s pentru aşezările *f* şi *g*
	g	$a_s=-2{,}5\ \varnothing^{0.34}$
de la 1 la 500	*h*	$a_s=0$
	*j*5 la *j*7	fără formulă
	*j*8 la *j*16	$a_s=-0{,}5\ IT$
	js	$a_s=+IT/2;\ a_j=-IT/2$
	calităţi până la *k*3 şi de la *k*8	$a_i=0$
	*k*4 la *k*7	$a_i=+2{,}8\cdot\sqrt[3]{\varnothing}=+(IT7-IT6)$
	m	$a_i=+0{,}6\cdot\sqrt[3]{\varnothing}$
	n	$a_i=+5\ \varnothing^{0.34}$
	p	$a_i=+(IT7+0$ la $5)$
	r	a_i= media geometrică a abaterilor a_i pentru aşezările *p* şi *s*
până la 50	*s*	$a_i=+(IT8+1$ la $4)$
peste 50		$a_i=+(IT7+0{,}4\ \varnothing)$
	t	$a_i=+(IT7+0{,}63\ \varnothing)$
	u	$a_i=+(IT7+1{,}0\ \varnothing)$
	v	$a_i=+(IT7+1{,}25\ \varnothing)$
	x	$a_i=+(IT7+1{,}6\ \varnothing)$
de la 1 la 500	*y*	$a_i=+(IT7+2{,}0\ \varnothing)$
	z	$a_i=+(IT7+2{,}5\ \varnothing)$
	za	$a_i=+(IT8+3{,}15\ \varnothing)$
	zb	$a_i=+(IT9+4\ \varnothing)$
	zc	$a_i=+(IT10+5\ \varnothing)$

Scanned with OKEN Scanner

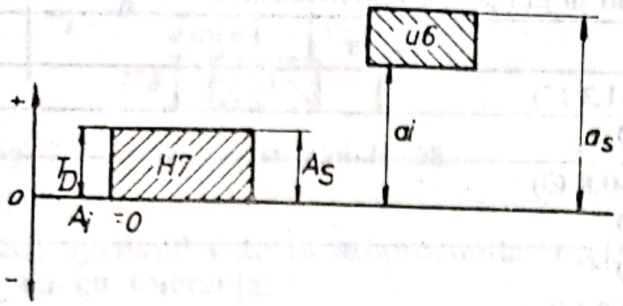


Fig. 2.11. Schema ajustajului *H7/u6*.

$\varnothing m$=45 mm; A_i=0;

$A_s=IT_7$=+25 µm; $a_i=a_i$ (Tab. 2.4) $=\varnothing m+IT_7$=45+25=+70 µm;

$a_s=a_i+IT_6$=70+14=+84 µm.

Aceleaşi ajustaje – ca de altfel oricare ajustaj standardizat – se vor putea calcula cu abaterile lor şi în sistemul de ajustaj cu arbore unitar. Aici raţionamentul este următorul: a_s=0; $|a_i|=T_d$; celelalte două abateri (ale piesei neunitare – alezajul) se calculează cu formula abaterii minime din tab. 2.4.

Înscrierea pe desen a abaterilor a fost exemplificată în figura 2.8.

2.1.3. Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje pentru mecanică fină

Ajustajele aparţinând construcţiei de maşini din domeniul mecanicii fine, toleranţele şi abaterile acestor ajustaje sunt reglementate de către STAS 8106-88 şi 8107-88.

Aceste standarde cuprind valorile abaterilor limită corespunzătoare câmpurilor de toleranţă (simbolurilor acestora) pentru arbori, respectiv pentru alezaje având dimensiuni nominale până la 18 mm. Şi acestea au fost calculate conform regulilor indicate în subcapitolul 2.1.1 după indicaţiile date de STAS 8101-88.

Spre deosebire faţă de standardele precedente (care dau indicaţii de uz general pentru arbori – STAS 8102-88 şi pentru alezaje – 8103-88, având dimensiuni cuprinse între (1...500) mm, utilizate pentru piese în general în construcţia de maşini), în cazul pieselor din domeniul mecanicii fine apar următoarele diferenţe:

– dimensiunile nominale ale pieselor sunt prevăzute până la 18 mm;

– clasele de precizie (precizia sau treptele de precizie) utilizate sunt de la clasa 1 până la clasa 10, conform tabelelor 2.5 şi 2.6;

– apar ajustaje în plus: *CD, cd; EF, ef; FG, fg,* introduse ulterior până la 500 mm;

– lipsesc ajustajele: *T, t, J, j.*

Abaterile limită în mm ale tuturor ajustajelor standardizate din domeniul mecanicii fine sunt redate tabelar în STAS 8106-88 şi 8107-88. (Acestea se pot determina din abacele de la capitolul 3).

2.1.4. Nota de fundamentare

Până în prezent s-au elaborat proiectele de standarde de stat:

– poz. plan 10502/87 – „Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje. Terminologie şi simboluri" (rev. STAS 8100-68)

Scanned with OKEN Scanner

Precizia în funcţie de simbolul arborilor şi al limitelor de dimensiuni

Tabelul 2.5

Poziţia câmpului de toleranţă		*a*	*b*	*c*	*cd*	*d*	*e*	*ef*	*f*	*fg*	*g*	*h*	*j*	*js*	*k*	*m*	*n*	*p*	*r*	*s*	*u*	*v*	*x*	*z*	*za*	*zb*	*zc*
		Intervalele de dimensiuni nominale pentru care sunt recomandate simboluri folosite în industria de mecanică fină (mm)																									
Precizia	1													≤18													
	2													≤18													
	3							≤3	≤3	≤3	≤3	≤18		≤18	≤18	≤6	≤3	≤3	≤3								
	4							≤3	≤18	≤10	≤18	≤18		≤18	≤18	≤18	≤18	≤18	≤18	>3 ≤18							
	5			>3 ≤18	>3 ≤10	>3 ≤18	≤18	≤10	≤18	≤10	≤18	≤18	>3 ≤18	≤18	≤18	>3 ≤18	≤18	≤18	≤18	≤18	≤18	>14 ≤18	>3 ≤18				
	6			>3 ≤18	>3 ≤10	≤18	≤18	≤10	≤18	≤10	≤18	≤18	≤18	≤18	≤18	>3 ≤18	≤18	≤18	≤18	≤18	≤18	>14 ≤18	≤18	>3 ≤18	>3 ≤18		
	7			>3 ≤18	≤10	≤18	≤18	≤10	≤18	≤10		≤18	≤18	≤18	≤18	>3 ≤18	>3 ≤18	≤18	≤18	≤18	≤18	>14 ≤18	≤18	≤18	≤18	≤18	≤10
	8		≤18	≤18	≤10	≤18	≤18	≤10	≤18	>3 ≤10		≤18	≤3	≤18	≤18			>3 ≤18	≤18	≤18	>3 ≤18	>14 ≤18	≤18	≤18	≤18	≤18	≤18
	9	≤18	≤18	≤18	≤10	≤18	≤18	≤10				≤18		≤18	≤18			>3 ≤18	>3 ≤18	≤18	>3 ≤18		≤18	≤18	≤18	≤18	≤18
	10	>3 ≤18	>3 ≤18	≤18	≤3	≤18						≤18		≤18	≤18					>3 ≤18	>3 ≤18		>3 ≤18	>3 ≤18	>3 ≤18	>3 ≤18	>3 ≤18

Scanned with OKEN Scanner

Precizia în funcţie de simbolul alezajelor şi al limitelor de dimensiuni

Tabelul 2.6

Poziţia câmpului de toleranţă		*A*	*B*	*C*	*CD*	*D*	*E*	*EF*	*F*	*FG*	*G*	*H*	*J*	*JS*	*K*	*M*	*N*	*P*	*R*	*S*	*U*	*V*	*X*	*Z*	*ZA*	*ZB*	*ZC*
		Intervalele de dimensiuni nominale pentru care sunt recomandate simboluri folosite în industria de mecanică fină (mm)																									
Precizia	1											>3 ≤18		>3 ≤18													
	2											>3 ≤18		>3 ≤18													
	3							≤3	≤3	≤3	≤3	≤18		>3 ≤18	≤3	≤3	≤3	≤3	≤3								
	4											>3 ≤18		>3 ≤18													
	5						≤18	≤10	≤18	≤10	≤18	≤18		≤18	≤18	>3 ≤18	≤18	≤18	≤18	≤3							
	6				>3 ≤10	≤18	≤18	≤10	≤18	≤10	≤18	≤18	≤18	>3 ≤18	≤18	>3 ≤18	≤18	≤18	≤18	≤18	≤18	>14 ≤18	≤18				
	7				≤10	≤18	≤18	≤10	≤18	≤10	≤18	≤18	≤3 6..18	>3 ≤18	≤18	>3 ≤18	>3 ≤18	≤18	≤18	≤18	≤18	>14 ≤18	≤18	≤18	≤18	≤10	≤10
	8		≤18	≤18	≤10	≤18	≤18	≤10	≤18	>3 ≤10		≤18	≤18	>3 ≤18	≤18	>3 ≤18	>3 ≤18	>3 ≤18	≤18	≤18	>3 ≤18	>14 ≤18	≤18	≤18	≤18	≤18	≤18
	9	≤18	≤18	≤18	≤10	≤18	≤18	≤10	≤18			≤18		≤18	≤3		>3 ≤18	>3 ≤18	>3 ≤18	≤18	>3 ≤18		≤18	≤18	≤18	≤18	≤18
	10	>3 ≤18	>3 ≤18	≤18	≤10	≤18	≤6		>3 ≤18			≤18		≤18	≤3		>3 ≤18			>3 ≤18	>3 ≤18		>3 ≤18	>3 ≤18	>3 ≤18	>3 ≤18	>3 ≤18

Scanned with OKEN Scanner

– poz. plan 10640/87 – „Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje. Toleranţe fundamentale şi abateri fundamentale pentru dimensiuni până la 500 mm“ (rev. STAS 8101-68)

– poz. plan 10641/87 – „Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje. Clase de toleranţă de uz general pentru dimensiuni până la 500 mm. Arbori“ (rev. STAS 8102-68).

Revizuirea standardelor referitoare la sistemul de toleranţe şi ajustaje a fost impusă de revizuirea standardului ISO.

În proiectele de standarde s-au făcut următoarele schimbări faţă de standardele în vigoare:

A. La proiectul de standard privind terminologia şi simbolurile:

1. S-au îmbunătăţit, pe baza proiectului de standard ISO/DIS 286/1, definiţiile unor termeni, ca de exemplu: dimensiune efectivă, dimensiuni limită.

2. S-au introdus termeni noi, cuprinşi în ISO/DIS 286/1. Astfel, a fost inclus termenul „Clasă de toleranţă“, prin care se caracterizează ansamblul format dintr-o abatere fundamentală şi o treaptă de toleranţă. Prin aceasta se evită utilizarea pentru noţiunea menţionată a termenului „Câmp de toleranţă“, care este impropriu, sau a termenului „simbol“ care este nesugestiv şi este legat tot de „câmpul de toleranţă“.

3. S-au modificat, de asemenea pe baza proiectului ISO, unii termeni cum ar fi:

– „treaptă de toleranţă“ în loc de „treaptă de precizie“;
– „factor de toleranţă“ în loc de „unitate de toleranţă“;
– „dimensiune la maximum de material“ în loc de „limita TRECE“;
– „dimensiune la minimum de material“ în loc de „limita NU TRECE“.

4. S-au introdus precizări privind interpretarea unei dimensiuni tolerate.

B. La proiectul de standard privind toleranţele fundamentale:

1. S-a restructurat proiectul conform ISO/DIS 286/1, cuprinzând partea explicativă a modului de alcătuire a sistemului ISO. Prin aceasta se subliniază şi mai mult caracterul normativ al valorilor din tabelele de toleranţă fundamentale şi abateri limită fundamentale;

2. S-au introdus două trepte de toleranţe noi (IT17 şi IT18);

3. Valorile toleranţelor pentru treptele IT01 şi IT0 au fost incluse în discuţie, precizând că aceste trepte nu se utilizează în mod curent.

C. La proiectul de standard privind clasele de toleranţă de uz general pentru arbori cu dimensiuni până la 500 mm.

Au fost incluse toate clasele de toleranţă din proiectul ISO.

2.1.4.1. Generalităţi

2.1.4.1.1. Obiect şi domeniu de aplicare

2.1.4.1.1.1. Termenii referitori la sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje, precum şi definiţiile acestora şi simbolurile asociate lor.

Definiţiile unora dintre termeni ţin seama numai de folosirea lor în sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje şi de aceea sunt date în sens mai restrâns decât în limbajul obişnuit.

Scanned with OKEN Scanner

2.1.4.1.1.2. Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje se referă la toleranţele pieselor netede simple, şi la ajustajele care se formează prin amplasarea lor, aplicându-se atât pieselor cilindrice (cu secţiune circulară), cât şi pieselor cu alte secţiuni.

2.1.4.1.2. Observaţii:

– Pentru simplificare, standardele privind sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje fac referiri numai la piesele cilindrice (cu secţiune circulară), prevederile respective urmând a fi aplicate corespunzător şi pieselor cu alte forme de secţiuni. Astfel tremenii „alezaj" şi „arbore" se consideră că definesc şi spaţiul cuprins între două suprafeţe (sau planuri tangente), paralele ale unei piese oarecare, de ex.: lăţimea unui canal, grosimea unei pene etc.

Standarde conexe:

– STAS 8101-88 Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje. Toleranţe fundamentale şi abateri fundamentale pentru dimensiuni până la 500 mm.

– STAS 8102-88 Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje. Câmpuri de toleranţă de uz general pentru dimensiuni până la 500 mm. Arbori.

– STAS 8103-88 Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje. Câmpuri de toleranţă de uz general pentru dimensiuni până la 500 mm. Alezaje.

– STAS 8104-88 Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje. Câmpuri de toleranţă preferenţiale şi ajustaje preferenţiale pentru dimensiuni până la 500 mm. Sistemul alezaj unitar.

– STAS 8105-88. Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje. Câmpuri de toleranţă preferenţiale şi ajustaje preferenţiale pentru dimensiuni până la 500 mm. Sistemul arbore unitar.

– STAS 8106-68 Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje. Câmpuri de toleranţă pentru industria de mecanică fină, pentru dimensiuni până la 18 mm. Arbori.

– STAS 8107-68 Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje. Câmpuri de toleranţă pentru industria de mecanică fină, pentru dimensiuni până la 18 mm. Alezaje.

– STAS 8108-88 Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje. Toleranţe şi abateri fundamentale pentru dimensiuni peste 500 până la 3150 mm.

– STAS 8109-88 Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje. Selecţia de câmpuri de toleranţă pentru dimensiuni peste 500 până la 3150 mm. Arbori.

– STAS 8110-88 Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje. Selecţia de câmpuri de toleranţă pentru dimensiuni peste 500 până la 3150 mm. Alezaje.

2.1.4.1.3. Simbolurile toleranţelor şi ale ajustajelor

2.1.4.1.3.1. Trepte de toleranţă standardizate

Treptele de toleranţă standardizate sunt simbolizate pentru literele IT urmate de un număr.

Sistemul ISO prevede în total 20 de trepte de toleranţă standardizate din care 18 (*IT*1 până la *TI*18) sunt de uz general şi sunt indicate în anexa la STAS 8101-88, iar două (*IT*0 şi *IT*01) sunt de uz special şi sunt indicate a STAS 8101-88.

Scanned with OKEN Scanner

2.1.4.1.3.2. Abateri

2.1.4.1.3.2.1. Abateri fundamentale

Abaterile fundamentale sunt simbolizate prin una sau două litere, majuscule pentru alezaje (*A*...*ZC*) şi minuscule pentru arbori (*a*...*zc*).

Observaţie: Pentru a evita orice confuzie literele: *I, i, L, l, O, o, Q, q, W, w* nu sunt utilizate.

2.1.4.1.3.2.2. Abateri superioare

Abaterile superioare sunt notate prin „*ES*" pentru alezaje şi „*es*" pentru arbori.

2.1.4.1.3.2.3. Abateri inferioare

Abaterile inferioare sunt notate prin „*EI*" pentru alezaje şi „*ei*" pentru arbori.

2.1.4.1.3.3. Clase de toleranţă

O clasă de toleranţă se simbolizează prin litera sau literele care reprezintă abaterea fundamentală urmată(e) de numărul reprezentând treapta de toleranţă standardizată.

Exemple: *H7* (alezaj); *h7* (arbore).

2.1.4.1.3.4. Dimensiunea tolerată

Dimensiunea tolerată se simbolizează prin dimensiunea nominală urmată de simbolul clasei de toleranţă sau de valorile abaterilor limită.

Exemple: 32*H7*; 80*js*15; 100*g*6; $100^{-0012}_{-0,034}$.

Observaţie: Pentru a diferenţia arborii şi alezajele în transmiterea de informaţii prin sisteme tip telex, având un număr limitat de caractere (numai litere mici sau numai litere mari) simbolul trebuie să aibă ca prefix literele:

H sau *h* – pentru alezaje

S sau *s* pentru arbori.

Exemple: 50*H5* devine *H*50*H5* sau *h*50*h5*,

50*h6* devine *S*50*H6* sau *s*50*h6*.

Această metodă de simbolizare trebuie să fie utilizată numai în situaţia menţionată mai sus.

Se interzice utilizarea acestei simbolizări în alte cazuri (pe desene, în texte tipărite etc.).

2.1.4.1.3.5. Ajustaj

Ajustajul dintre două piese se simbolizează prin:

a) dimensiunea nominală comună,

b) simbolul clasei de toleranţă al alezajului,

c) simbolul clasei de toleranţă al arborelui.

Exemple: 52*H7*/*g6* sau 52*H7*-*g6* sau $52\frac{H7}{g6}$.

Scanned with OKEN Scanner

Observaţie: Pentru a diferenţia arborii şi alezajele în transmiterea de informaţii prin sisteme tip telex, având un număr limitat de caractere (numai litere mici sau numai litere mari) simbolul trebuie să aibă ca prefixe literele:

H sau *h* – pentru alezaje,

S sau *s* – pentru arbori,

iar dimensiunea nominală trebuie să fie repetată.

Exemple: 52*H7/g6* devine *H52H7/S52g6* sau *h52h7/s52g6*.

Această metodă de simbolizare trebuie să fie utilizată numai în situaţia menţionată mai sus. Se interzice utilizarea acestei simbolizări în alte cazuri (pe desene, în texte tipărite etc.).

2.1.4.1.4. Interpretarea unei dimensiuni tolerate

2.1.4.1.4.1. Desene tolerate conform principiului independenţei

2.1.4.1.4.1.1. Toleranţele pieselor fabricate pe baza unor desene care se aplică principiului independenţei

2.1.4.1.4.1.2. Printr-o toleranţă dimensională liniară se limitează dimensiunea locală a unui element (măsurare în două puncte), dar nu sunt limitate abaterile de formă (abaterile de la circularitate sau rectilinitate ale unui element cilindric sau abaterile de la planitate a unor suprafeţe paralele).

Aceste toleranţe nu limitează nici relaţiile geometrice reciproce între diferite elemente.

2.1.4.1.4.1.3. Elementele simple, cilindrice sau constituite din două plane paralele care formează ajustaje, trebuie să fie indicate pe desen prin simbolul „*E*“ adăugat după simbolul dimensiunii tolerate (a se vedea pct. 2.1.4.1.3.4). Simbolul „*E*“ indică o independenţă reciprocă între dimensiuni şi formă, care impune respectarea principiului înscrierii elementului în suprafaţa înfăşurătoare de formă geometrică ideală, la maximum de material.

2.1.4.1.4.2. Desene care nu sunt tolerate pe baza principiului independenţei

2.1.4.1.4.2.1. Toleranţele pieselor fabricate pe baza unor desene la care nu se aplică principiul independenţei trebuie interpretate conform pct. 2.1.4.1.4.2.2 şi pct. 2.1.4.1.4.2.3.

2.1.4.1.4.2.2. La alezaje, diametrul celui mai mare cilindru geometric ideal, imaginar care poate fi înscris în alezaj, în contact numai cu vârfurile suprafeţei, trebuie să nu fie mai mic decât dimensiunea limită la maximum de material. Respectiv, în nici un loc al alezajului, diametrul maxim nu trebuie să fie superior dimensiunii la maximum de material.

2.1.4.1.4.2.3. La arbori, diametrul celui mai mic cilindru geometric ideal imaginar care poare fi circumscris arborelui, în contact numai cu vârfurile suprafeţei, trebuie să nu fie mai mare decât dimensiunea limită la maximum de material. Respectiv, în nici un loc al arborelui, diametrul minim nu trebuie să fie inferior dimensiunii la minimum de material.

Scanned with OKEN Scanner

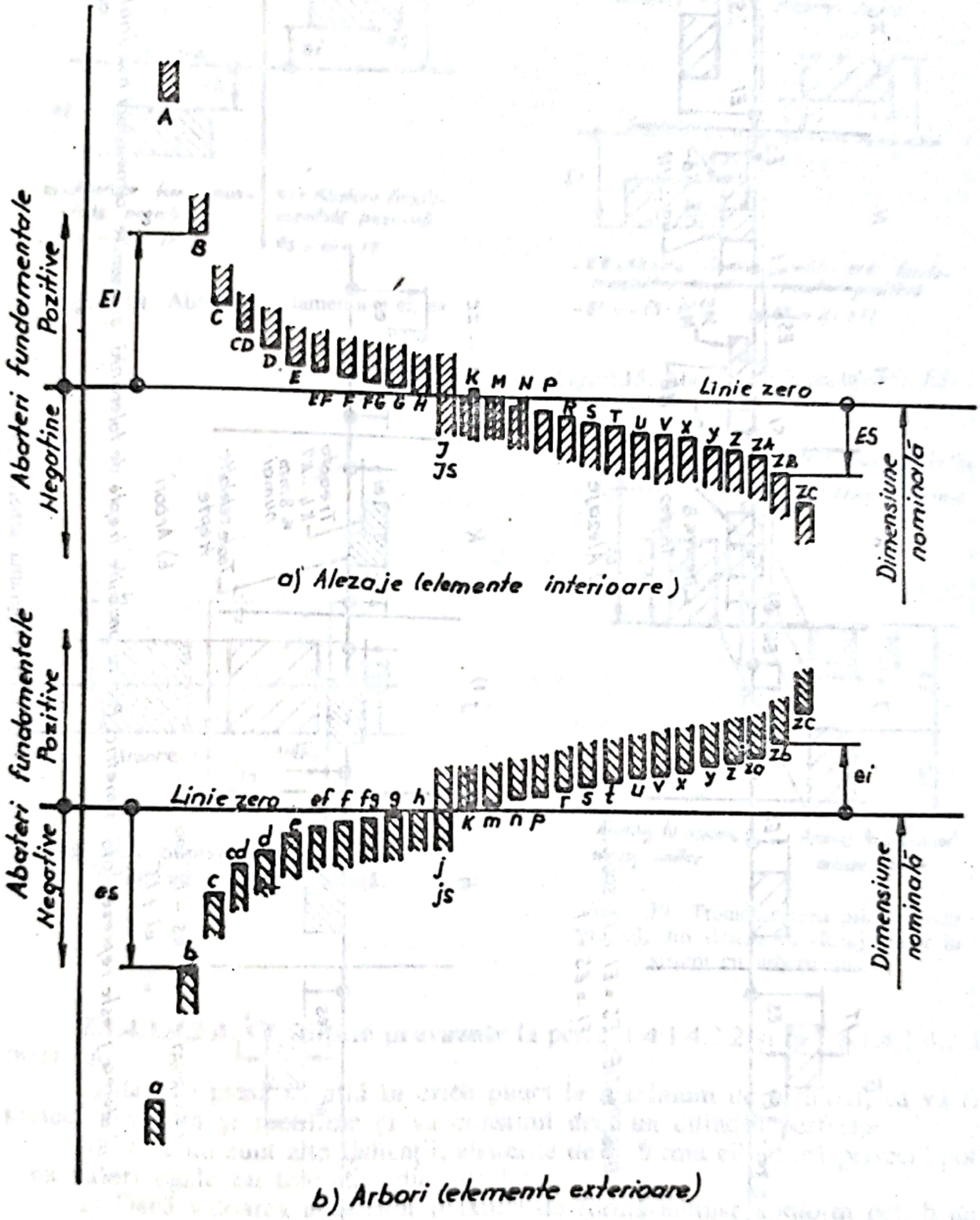
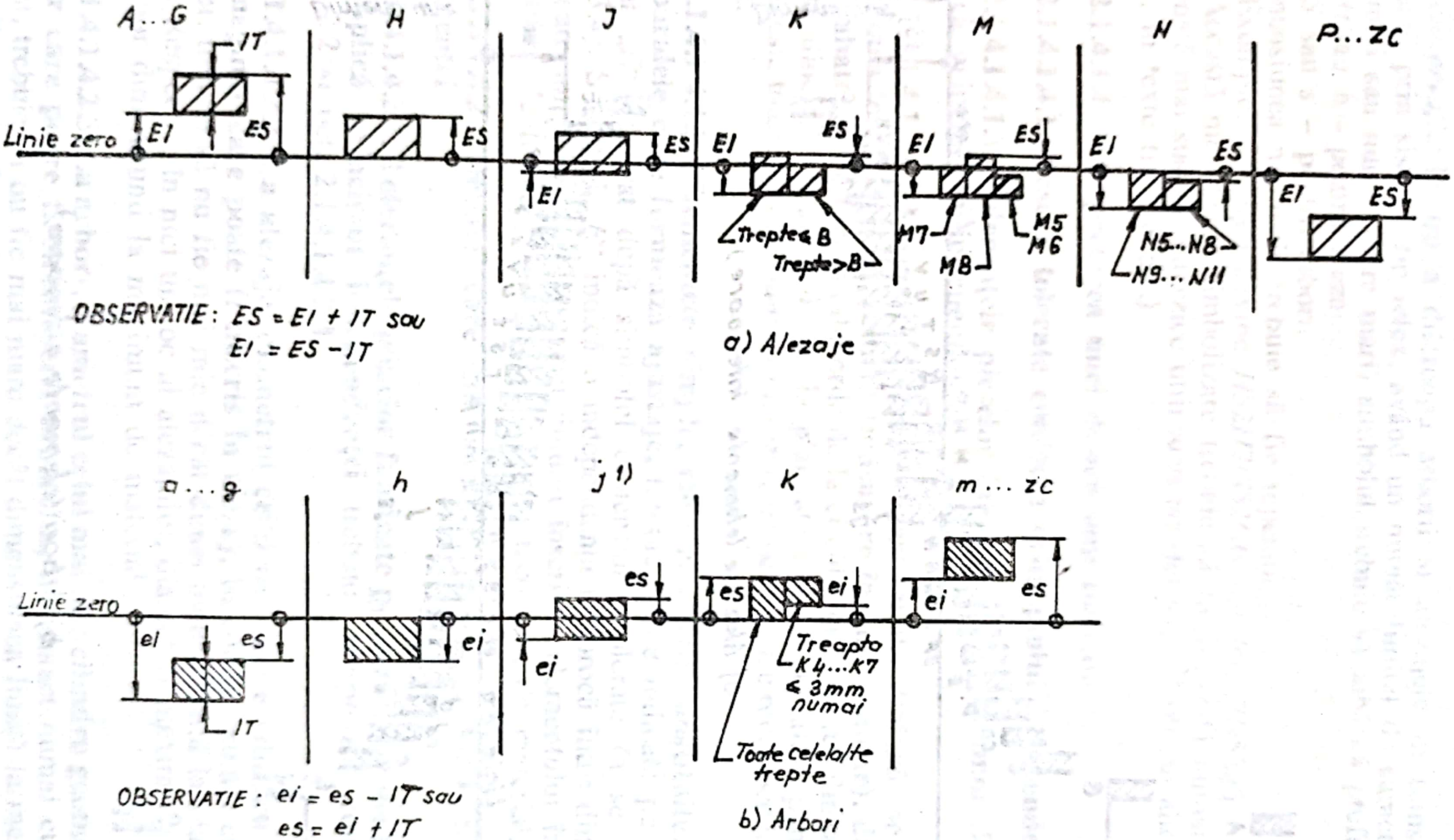


Fig. 2.12. Poziţiile claselor de toleraţă în funcţie de simbol.

Scanned with OKEN Scanner



1) Abaterea j este reprezentată simetric. Pentru anumite trepte de toleranță și anumite dimensiuni nominale este însă asimetrică

Fig. 2.13. Diagramă schematică.

Scanned with OKEN Scanner

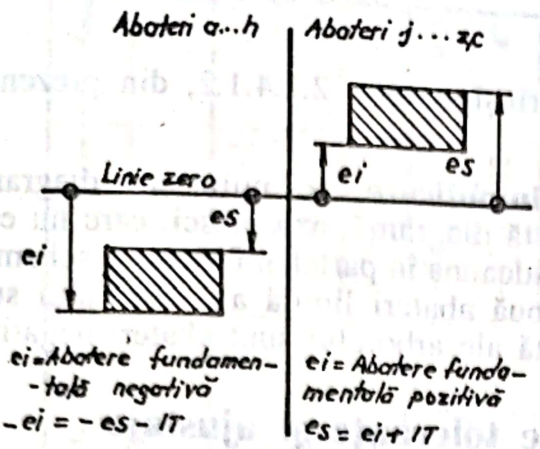


Fig. 2.14. Abateri fundamentale *ei; es.*

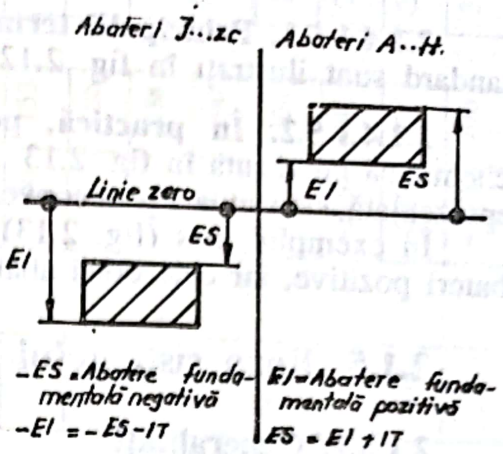


Fig. 2.15. Abateri fundamentale *EI; ES.*

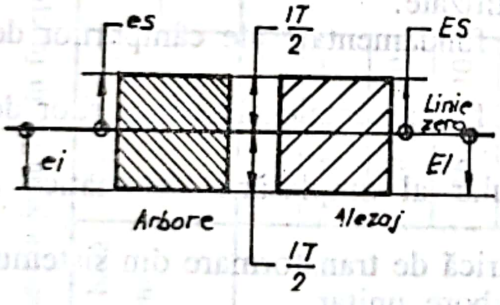


Fig. 2.16. Suprapunerea simetrică a *IT*-ului, pe linia de referinţă.

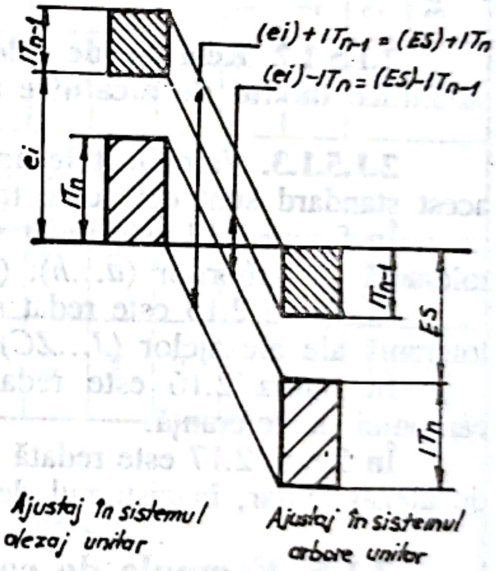


Fig. 2.17. Transformarea prin metoda grafică, din sistem cu alezaj unitar în sistem cu arbore unitar.

2.1.4.1.4.2.4. Condiţiile prevăzute la pct. 2.1.4.1.4.2.2 şi pct. 2.1.4.1.4.2.3 presupun:

a) dacă o piesă se află în orice punct la maximum de material, ea va fi perfect circulară şi rectilinie şi va constitui deci un cilindru perfect.

b) Dacă nu sunt alte indicaţii, abaterile de la forma cilindrică perfectă pot avea valori egale cu toleranţa diametrului.

c) Dacă valoarea abaterilor maxime de formă admise conform pct. b de mai sus sunt prea mari pentru a permite buna funcţionare a pieselor asamblate, se vor prescrie separat toleranţe de formă.

Scanned with OKEN Scanner

2.1.4.1.5. Reprezentarea grafică

2.1.4.1.5.1. Principalii termeni cuprinşi în pct. 2.1.4.1.2, din prezentul standard sunt ilustraţi în fig. 2.12.

2.1.4.1.5.2. În practică, pentru simplificare, se utilizează diagrama schematică prevăzută în fig. 2.13. Pe această diagramă, axa piesei, care nu este reprezentată, este situată prin convenţie întotdeauna în partea inferioară a schemei.

În exemplul ales (fig. 2.13), cele două abateri limită ale alezajului sunt abateri pozitive, iar cele două abateri limită ale arborelui sunt abateri negative.

2.1.5. Baza sistemului ISO de toleranţe şi ajustaje

2.1.5.1. Generalităţi

2.1.5.1.1. Prezenta anexă cuprinde bazele sistemului ISO de toleranţe şi ajustaje explicând şi modul de aplicare a sistemului.

2.1.5.1.2. Relaţiile de calcul prevăzute în această anexă sunt destinate să indice modul de alcătuire a sistemului.

2.1.5.1.3. Valorile toleranţelor şi abaterilor fundamentale prevăzute în acest standard sunt cele care trebuie să fie utilizate.

În figura 2.14 este redat semnul abaterii fundamentale ale câmpurilor de toleranţă ale arborilor (*a*...*h*); (*j*...*zc*).

În figura 2.15 este redat semnul abaterii fundamentale ale câmpurilor de toleranţă ale alezajelor (*J*...*ZC*); (*A*...*H*).

În figura 2.16 este redat cazul particular al amplasării sistematice a câmpului de toleranţă.

În figura 2.17 este redată metoda geometrică de transformare din sistemul de alezaj unitar, în sistemul de ajustare cu arbore unitar.

2.1.6. Exemple de calcul a abaterilor şi caracteristicilor de asamblare extreme şi medie

Valorile toleranţelor fundamentale au fost calculate de comisiile ISO şi sunt reprezentate în chenarul I al TAB. B (Cap. 3). În tabel, valorile sunt rotunjite legiferat.

În exemplele care urmează se expune modelul de calcul al abaterilor şi caracteristicilor de asamblare extreme şi medie, la ajustajele cu joc.

Observaţie: În acest mod se tratează calculul acestor parametri la celelalte grupe de ajustaje: (trecere sau strângere).

În tabelul 2.7 sunt calculate abaterile, caracteristicile extreme de asamblare (Jmax şi Jmin) şi caracteristica medie (J_m) pentru ajustajele:

$$\varnothing 92\left(\frac{H5}{g5};\frac{H6}{g5};\frac{H6}{g6};\frac{H7}{g6};\frac{H7}{g7};\frac{H8}{g7};\frac{H8}{g8};\frac{H9}{g8};\frac{H9}{g9};\frac{H10}{g9};\frac{H10}{g10};\frac{H11}{g10};\frac{H11}{g11};\frac{H12}{g11};\frac{H12}{g12};\right).$$

Scanned with OKEN Scanner

Variația jocurilor în funcție de clasele de precizie

Tabelul 2.7

Nr. crt.	Cota nom.N (mm)	$\varnothing m$ (mm)	Ajustaj	Element de bază de calcul TAB.	C_{xD}	C_{xd}	i	IT_{xD}	IT_{xd}	A_i	A_s	a_s	a_i	J_{max}	J_{min}	J_{med}
							(µm)									
1	92	$\varnothing m = \sqrt{90}\cdot\sqrt{100} = 97{,}9$	*H5/g5*	$\alpha_s = -2{,}5\cdot\varnothing m^{0{,}34} = -12\mu m$	7	7	$i = 0{,}45\sqrt[3]{\varnothing m} + 0{,}001\cdot\varnothing_m = 2{,}17$	15	15	0	15	−12	−27	42	12	27
2			*H6/g5*		10	7		22	15		22		−27	49		30,5
3			*H6/g6*		10	10		22	22		22		−34	56		34
4			*H7/g6*		16	10		35	22		35		−34	69		40,5
5			*H7/g7*		16	16		35	35		35		−47	82		47
6			*H8/g7*		25	16		54	35		54		−47	101		56,5
7			*H8/g8*		25	25		54	54		54		−66	120		66
8			*H9/g8*		40	25		87	54		87		−66	153		82,5
9			*H9/g9*		40	40		87	87		87		−99	186		99
10			*H10/g9*		64	40		139	87		139		−99	238		125
11			*H10/g10*		64	64		139	139		139		−151	290		151
12			*H11/g10*		100	64		217	139		217		−151	368		190
13			*H11/g11*		100	100		217	217		217		−229	446		229
14			*H12/g11*		160	100		347	217		347		−229	576		294
15			*H12/g12*		160	160		347	347		347		−359	706		359

Scanned with OKEN Scanner

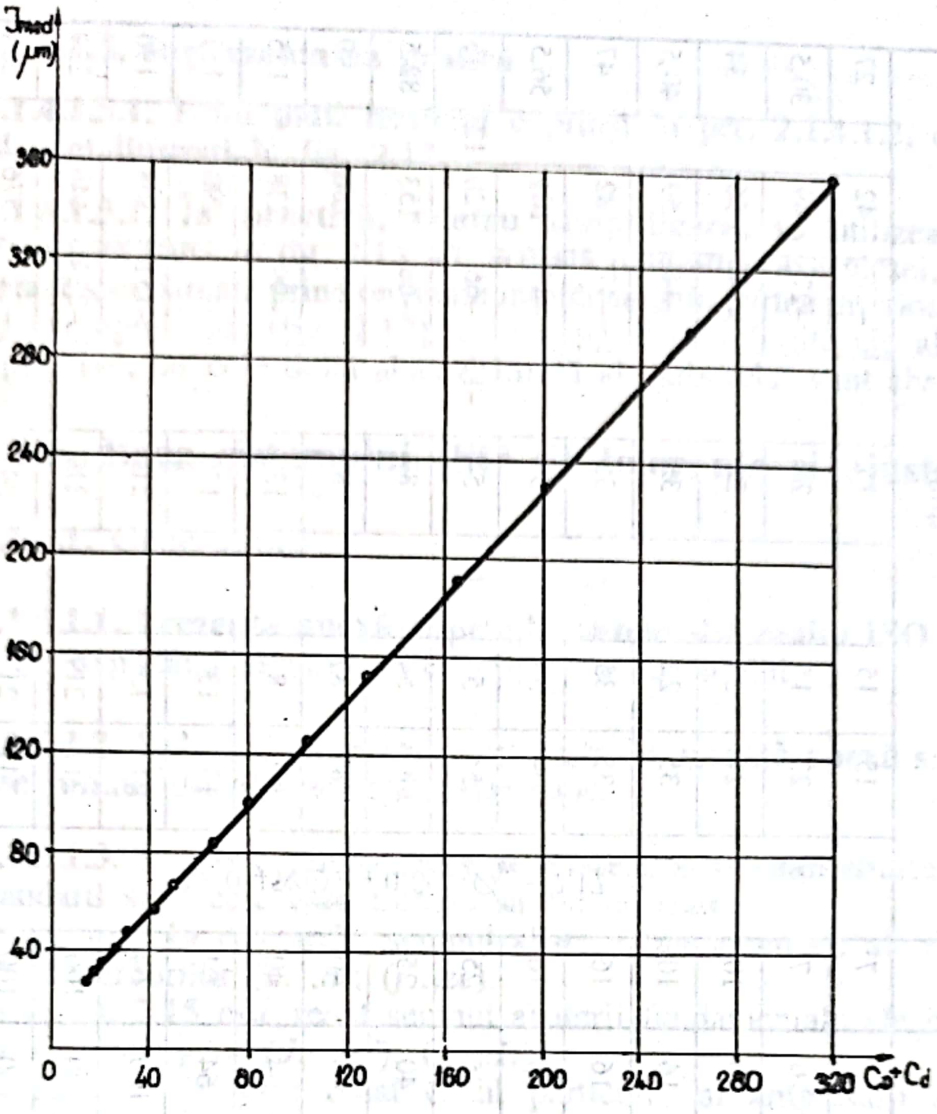


Fig. 2.18.

S-a reprezentat grafic (fig. 2.18) dependența J_{med} funcție de $(C_{XD}+C_{xd})$. În Tab. 2.8 se calculează aceiași parametri pentru ajustajele:

$\varnothing 65\left(\frac{H7}{a6};\frac{H7}{b6};\frac{H7}{c6};\frac{H7}{d6};\frac{H7}{e6};\frac{H7}{f6};\frac{H7}{g6};\frac{H7}{h6};\right)$, reprezentând grafic (fig. 2.19) dependența J_{med} în funcție de elementul de bază de calcul (abaterea superioară a arborilor a_s).

În tabelul 2.9 se determină parametrii menționați mai sus pentru ajustajul *H8/f7*, modificându-se dimensiunea nominală a ajustajelor: (2,5; 8; 12; 28; 42; 64; 96; 135; 195; 285; 360; 480).

În fig. 2.20 este reprezentată grafic dependența J_{med} funcție de $\log\varnothing m$.

În fig. 2.21; fig. 2.22 și fig. 2.23 sunt reprezentate schematic cele trei grupe de ajustaje: joc, strângere și trecere (toate în alezaj și arbore unitar). Elementul de bază de calcul *E* (abaterea minimă) este figurat la fiecare grupă de asamblare, în cazul în care aceasta a fost considerată în sistemul de ajustaj cu alezaj unitar.

Scanned with OKEN Scanner

Variaţia jocurilor în funcţie de felul ajustajului: (*a*...*h*)6

Tabelul 2.8

Nr. crt.	Cota nom.N (mm)	∅ *m* (mm)	Ajustaj	Element de bază de calcul TAB.	C_{xD}	C_{xd}	*i*	IT_{xD}	IT_{xd}	A_i	A_s	a_s	a_i	J_{max}	J_{min}	J_{med}
							(µm)									
1	67	$\sqrt{65\cdot\sqrt{80}}=72{,}05$	*H7/a6*	a_s=–355	16	10	1,92	30	19	0	16	–355	–374	390	355	372,5
2			*H7/b6*	a_s=–195								–195	–214	230	195	212,5
3			*H7/c6*	a_s=–150								–150	–169	185	150	167,5
4			*H7/d6*	a_s=–103								–103	–122	138	103	120,5
5			*H7/e6*	a_s=–63								–63	–82	98	63	80,5
6			*H7/f6*	a_s=–31								–31	–50	66	31	48,5
7			*H7/g6*	a_s=–11								–11	–30	46	11	28,5
8			*H7/h6*	a_s=–0								0	–19	35	0	17,5

Scanned with OKEN Scanner

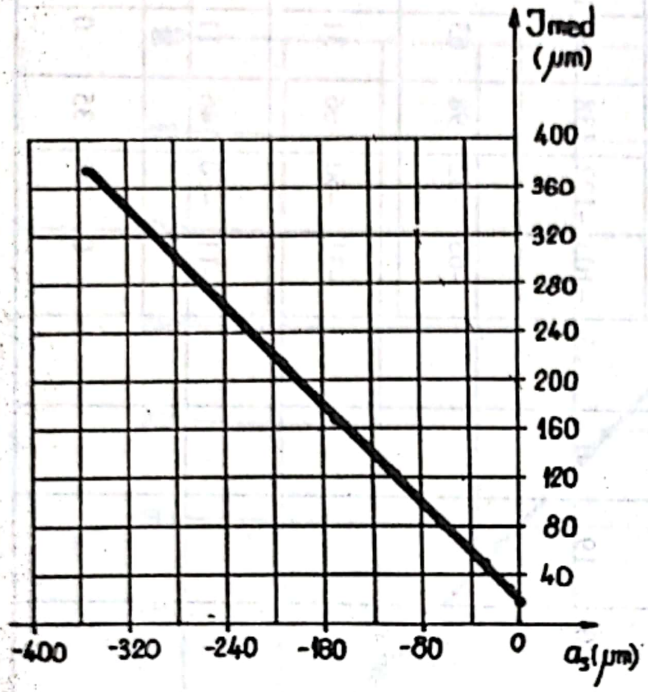


Fig. 2.19.

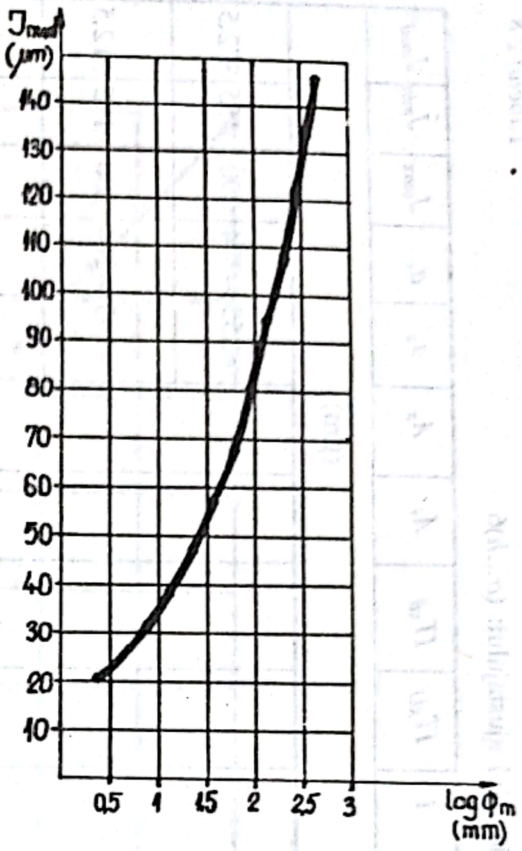


Fig. 2.20.

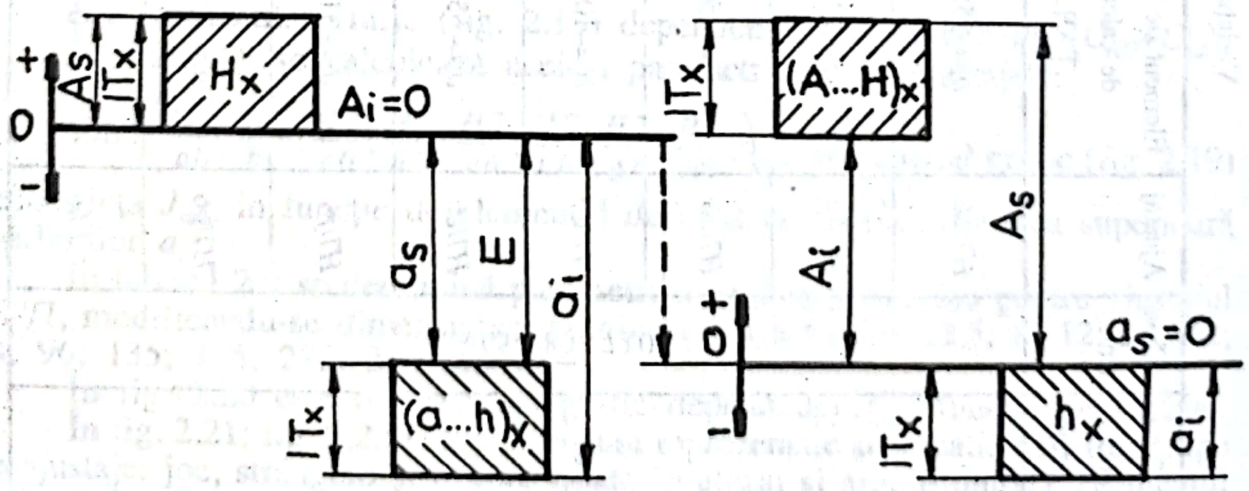


Fig. 2.21.

Variaţia jocurilor în funcţie de Ø

Tabelul 2.9

Nr. crt.	Cota nom.N (mm)	Ø *m* (mm)	Ajustaj	Element de bază de calcul TAB.	C_{xD}	C_{xd}	*i*	IT_{xD}	IT_{xd}	A_i	A_s	a_s	a_i	J_{max}	J_{min}	J_{med}
							(µm)									
1	2,5	2,5					0,61	15	10		15	–8	–18	33	8	20,5
2	8	7,74					0,89	22	14		22	–13	–27	49	13	31
3	12	13,41					1,08	27	17		27	–16	–33	60	16	38
4	28	23,23					1,31	33	21		33	–20	–41	74	20	47
5	42	38,73					1,56	39	25		39	–25	–50	89	25	57
6	64	63,25	*H8/f7*	$\alpha_s = -5,5 \cdot \emptyset m^{0,41}$	25	16	1,85	46	30	0	46	–30	–60	106	30	68
7	96	97,98					2,17	54	35		54	–36	–71	125	36	80,5
8	135	147					2,52	63	40		63	–43	–83	146	43	94,5
9	195	212,13					2,89	72	46		72	–49	–95	167	49	108
10	285	280,62					3,22	81	52		81	–55	–107	188	55	121,5
11	360	355					3,54	89	57		89	–61	–118	207	61	134
12	480	447,21					3,89	97	62		97	–67	–129	226	67	146,5

Scanned with OKEN Scanner

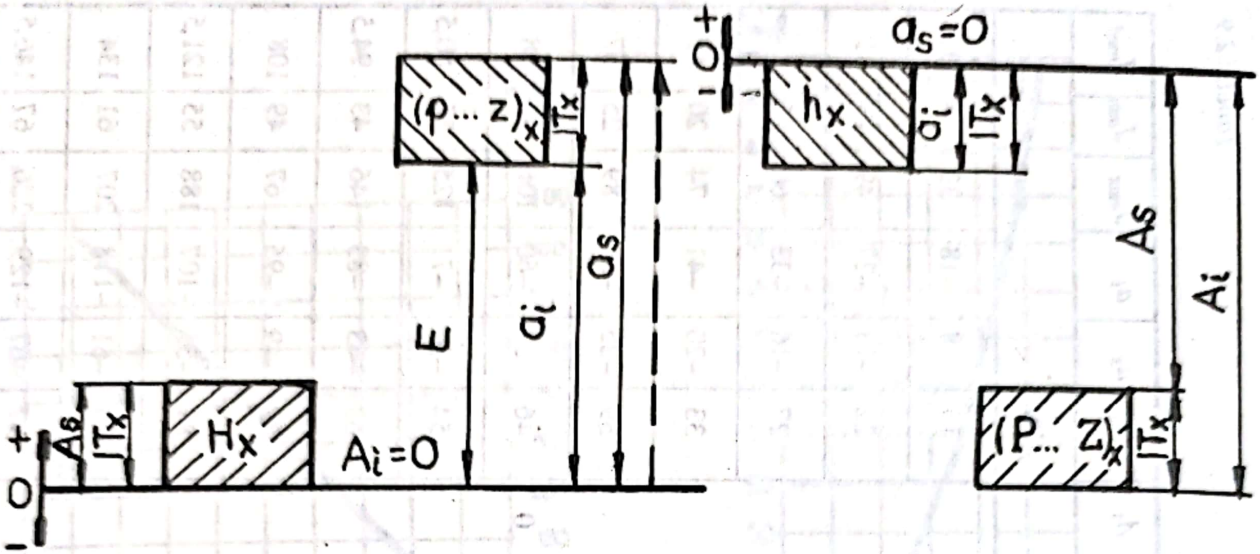


Fig. 2.22.

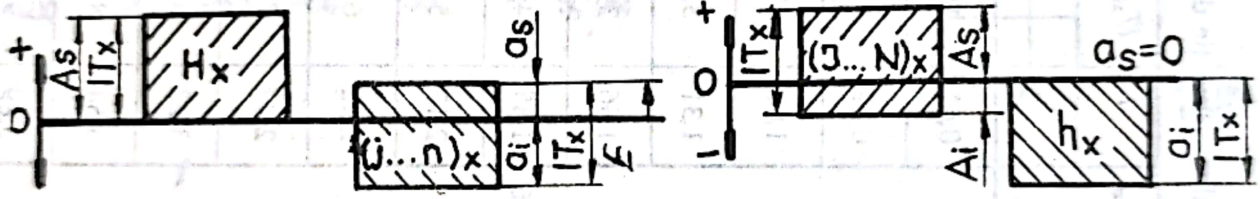


Fig. 2.23.

Scanned with OKEN Scanner

CAPITOLUL 3

UTILIZAREA SISTEMULUI DE TOLERANȚE STAS
(Proiectarea preciziei de prelucrare a pieselor perechi: P.P.P.P.P.)

Sistemul de toleranţe STAS, expus la cap. 2, cuprinde indicaţii referitoare la preciziile de prelucrare şi de ajustare, care constituie întreaga gamă de soluţii conţinute în cel mai extins domeniu de aplicare. Acesta nu conţine însă indicaţii de utilizare. Fără a putea omite faptul că proiectantul va avea latitudinea, în alegerea pentru un anume caz dat, a unei singure soluţii din totalitatea celor expuse în STAS, şi că oricare alta nu ar fi oportună, se pun probleme în legătură cu factorii determinanţi în manifestarea preferenţială a opţiunii pentru o anume specificaţie standardizată.

În subcapitolele care urmează, va fi tratată problema legată de modalitatea de utilizare a sistemului de toleranţe. La proiectare urmează a fi parcurse în ordine cronologică anumite faze, care vor determina şi o serie de norme de conduită în procesul de uzinaj. De asemenea, aceste faze vor oferi învestitură optimă factorilor de care depinde întregul proces de exploatare. Ele vor fi cuprinse sub titlul generic de *„proiectarea preciziei de prelucrare a pieselor perechi"* sau abreviat P.P.P.P.P., pentru care vor fi parcurse fazele expuse în continuare.

În cap. 1 au fost specificaţi factorii care concurează la asigurarea preciziei de prelucrare. Aceştia se referă la preciziile dimensiunilor, la cea de formă geometrică, de poziţie reciprocă şi la cea de calitate a suprafeţelor. Pentru precizarea acestora vor fi tratate:

Scanned with OKEN Scanner

3.1. Stabilirea criteriilor de precizie de dimensiune

3.1.1. Stabilirea cotei nominale

3.1.2. Alegerea sistemului de ajustaj

3.1.3. Alegerea calităţii (clasei de precizie)

3.1.4. Alegerea grupei şi felului de ajustaj

3.1.5. Corecţia ajustajelor

3.1.6. Trecerea pe desen a abaterilor admisibile şi a simbolurilor stabilite la punctul 3.1

3.2. Stabilirea criteriilor de precizie de formă, de poziţie reciprocă şi de calitate de suprafaţă

3.2.1. Stabilirea abaterilor admisibile de la forma geometrică

3.2.2. Stabilirea abaterilor admisibile de la poziţia reciprocă

3.2.3. Stabilirea abaterilor admisibile de la netezime

3.2.4. Trecerea pe desen a abaterilor admisibile de la punctul 3.2

3.3. Determinarea preciziei de prelucrare la dimensiuni mari (>500 mm) sau mai mici (<1 mm) şi a dimensiunilor libere

Vor fi tratate în ordinea expusă aceste faze:

3.1. Stabilirea normelor de precizie de dimensiune

3.1.1. Stabilirea cotei nominale

Dimensiunea nominală se trece pe desen şi este dimensiunea de la care se măsoară valorile abaterilor. Ea se obţine din calcule de rezistenţă, din condiţii

Scanned with OKEN Scanner

funcţionale şi constructive, de gabarit sau chiar de estetică. Cifrele obţinute din calcule se rotunjesc la valoarea imediat superioară din şirul numerelor standardizate şi se trec pe desen.

3.1.2. Alegerea sistemului de ajustaj

În (2.1.1.1) au fost enunţate criteriile definitorii ale celor două sisteme de ajustaj: sistemul de ajustaj cu alezaj unitar şi sistemul de ajustaj cu arbore unitar. Practic, prin a lucra în sistem de ajustaj cu alezaj unitar, se înţelege a asigura dimensiuni limită constante pentru alezaje (pentru diametrul nominal anume, şi pentru o anumită clasă de precizie); diferitele grupe şi feluri de ajustaje se obţin prin variaţia dimensiunilor limită ale arborilor (fig. 3.1). A lucra în sistem de ajustaj cu arbore unitar, se înţelege a asigura dimensiuni limită constante pentru arbori (pentru un anumit diametru nominal şi pentru o anumită clasă de precizie), diferite grupe şi feluri de ajustaje se obţin prin variaţia dimensiunilor limită a alezajelor (fig. 3.2).

În fig. 3.1 şi 3.2 sunt reprezentate schematic amplasările câmpurilor de toleranţă ale ajustajelor ISO, în sisteme de asamblare cu alezaj, respectiv cu arbore unitar.

Alegerea sistemului de ajustaj se face în funcţie de doi factori:

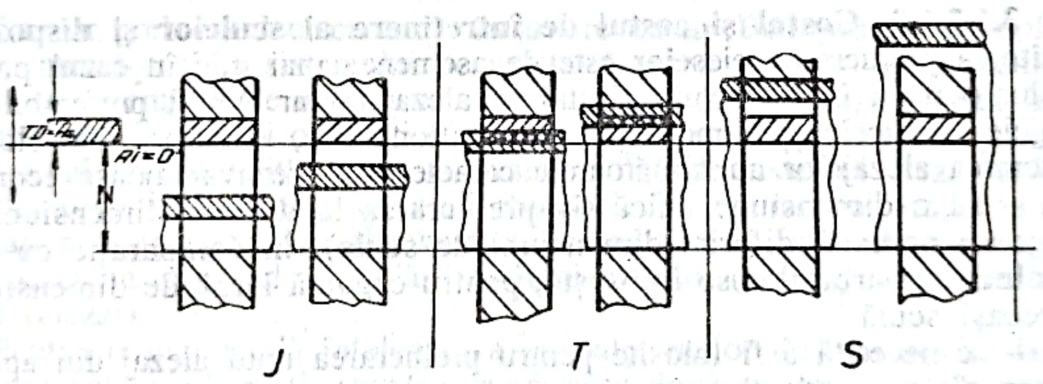


Fig. 3.1. Realizarea diferitelor grupe şi feluri de ajustaje, în sistemul de ajustaj cu alezaj unitar.

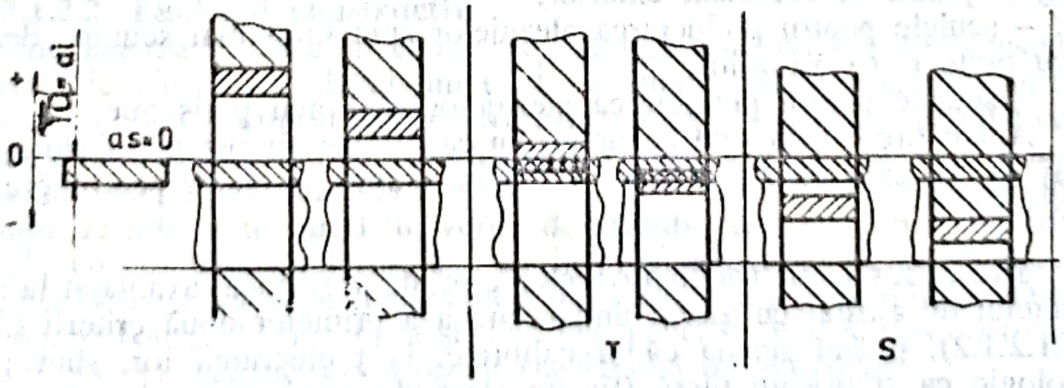


Fig. 3.2. Realizarea diferitelor grupe şi feluri de ajustaje, în sistemul de ajustaj cu arbore unitar.

Scanned with OKEN Scanner

3.1.2.1. Factorul economic care cuprinde:

3.1.2.1.1. Costul de prelucrare al pieselor (C_p);

3.1.2.1.2. Costul şi costul de întreţinere al sculelor şi dispozitivelor folosite la prelucrarea pieselor (C_{SD});

3.1.2.1.3. Costul verificatoarelor (calibrelor) *(Cv).*

3.1.2.2. Factorul constructiv

Vor fi tratate în ordine aceste puncte:

3.1.2.1.1. Costul de prelucrare al pieselor este mai mic la prelucrarea pieselor perechi, în sistem de ajustaj cu alezaj unitar. Aceasta deoarece este mai avantajos a prelucra alezajele pe grupe de dimensiuni, în cadrul acelorași dimensiuni limită. Alezajul fiind piesa care se prelucrează mai greu decât arborele, este firesc să apară un avantaj economic, atunci când alezajele se prelucrează la aceeași dimensiune. Pentru obținerea diferitelor grupe și feluri de ajustaje se vor varia convenabil dimensiunile arborilor. Arborii se vor prelucra la diferite dimensiuni în condiții economice mai avantajoase decât a prelucra alezajele la diferite dimensiuni.

3.1.2.1.2. Costul şi costul de întreţinere al sculelor şi dispozitivelor folosite la prelucrarea pieselor este de asemenea mai mic în cazul prelucrării pieselor perechi în sistem de ajustaj cu alezaj unitar. Va fi preferabil a lucra alezajele la aceleași dimensiuni limită constante, deoarece sculele pentru prelucrarea alezajelor au următoarele caracteristici dezavantajoase economic:

– au o dimensiune unică (la prelucrarea la diferite dimensiuni pentru alezaje se necesită diferite dimensiuni de scule); în comparație cu aceasta, la prelucrarea arborilor se folosește, pentru o gamă largă de dimensiuni, una și aceeași sculă;

– se necesită a fi folosite pentru prelucrarea unui alezaj din aproape în aproape, diferite scule și dispozitive, de exemplu: burghie, alezoare, freze, broșe, dispozitive de rectificat interior, dispozitive de honuit; comparativ cu acestea, la prelucrarea arborilor se va folosi pentru toată gama prelucrărilor, cuțitul de strung și piatra de rectificat exterior;

– sculele pentru prelucrarea alezajelor sunt mult mai scumpe decât cele pentru prelucrarea arborilor;

– sculele pentru prelucrarea alezajelor sunt mai perisabile.

Apare firesc avantajul economic în cazul alegerii sistemului de ajustaj cu alezaj unitar, care restrânge gama de dimensiuni a sculelor pentru prelucrarea alezajelor.

3.1.2.1.3. Costul verificatoarelor este, de asemenea, avantajat la alegerea sistemului de ajustaj cu alezaj unitar, în baza primelor două criterii (3.1.2.1.1 și 3.1.2.1.2), ținând seama că și calibrele, la prelucrarea lor, sunt pregătite tehnologic ca și oricare piesă (firește clasa de precizie a calibrelor este mai avansată decât cea a pieselor pe care le verifică). Aceasta înseamnă că se vor

Scanned with OKEN Scanner

prelucra calibrele inel (alezajele) în cadrul aceloraşi dimensiuni limită, iar pentru calibrele tampon se va putea varia dimensiunea, costul de prelucrare al lor, costul sculelor pentru prelucrarea acestora nu este dezavantajat. *Prelucrarea calibrelor în sistemul de ajustaj cu alezaj unitar, ar presupune însă verificări ale pieselor în sistem de arbore unitar.* Aceasta ar crea un dezavantaj economic din punct de vedere al primelor două criterii (3.1.2.1.1 şi 3.1.2.1.2).

În această situaţie, pentru a putea asigura alezajul unitar la piese, cu tot dezavantajul economic la prelucrarea calibrelor în arbore unitar, acestea se vor prevedea necondiţionat în sistem de ajustaj cu arbore unitar. Acesta deoarece necondiţionat urmează a fi satisfăcută relaţia, potrivit căreia, costul calibrelor, chiar în arbore unitar ($C_{v\overline{h}}$), va fi obligatoriu mai mic, decât costul prelucrării ($C_{p\underline{H}}$), însumat cu costul sculelor şi dispozitivelor necesare proiectării pieselor, în alezaj unitar ($C_{SD\underline{H}}$):

$$C_{v\overline{h}} < \left(C_{p\underline{H}} + C_{SD\underline{H}} \right). \qquad (3.1.1)$$

Această inegalitate va fi satisfăcută chiar şi în situaţia obligatorie de prelucrare a calibrelor în arbore unitar, pentru care este valabilă relaţia:

$$C_{v\overline{h}} > C_{v\underline{H}}. \qquad (3.1.2)$$

Se vor prelucra deci calibrele în arbore unitar. Este primul exemplu care se dă pentru folosirea sistemului de ajustaj în arbore unitar. Alte exemple de utilizare a sistemului de ajustaj cu arbore unitar sunt acelea, în cazul în care, se utilizează arbori trasi calibraţi (fără nici o prelucrare prin aşchiere). În acest caz sistemul arbore unitar prezintă avantaje faţă de sistemul alezaj unitar, în special datorită costului mai redus al arborilor calibraţi, în comparaţie cu arborii prelucraţi prin aşchiere. Un alt exemplu de utilizare a sistemului de ajustaj cu arbore unitar, este cel al asamblării inelului exterior (arbore), al rulmentului în carcasă (alezaj).

Pentru o mai facilă înţelegere a considerentelor de mai sus în fig. 3.3, sunt reprezentate schematic, pentru cazul celor două sisteme, piesele perechi a trei asamblări (asambl. 1 – cu joc; asambl. 2 – de trecere; asambl. 3 – cu strângere), de asemenea sculele şi calibrele necesare.

3.1.2.2. Factorul constructiv

Din analiza factorului economic, rezultă un avantaj incontestabil al sistemului de ajustaj cu alezaj unitar. În anumite situaţii, datorită condiţiilor concrete, se necesită, sau este obligatorie, alegerea sistemului de ajustaj cu arbore unitar. Exemplele concrete pot fi multiple. Parte din ele au fost enumerate anterior. În continuare se trece la o asamblare concretă, la care se impune alegerea sistemului de arbore unitar. Este vorba de asamblarea piston–bolţ–bielă, de la motoarele cu combustie internă, sau de la compresoarele cu piston (fig. 3.4).

În cazul acestei asamblări iau naştere trei ajustaje: 1 şi 3, între bosaje (alezajele din piston) şi bolţ şi 2, între bielă şi bolţ. Din punct de vedere constructiv se pot alege următoarele variante sub aspectul specificului de asamblare:

a – cu ajustaje fixe în 1 şi 3 şi cu ajustaj mobil în 2;

Scanned with OKEN Scanner

b – cu ajustaje mobile în 1 şi 3 şi cu ajustaj fix în 2;
c – cu ajustaje mobile în 1, 3 şi 2.

Cea mai avantajoasă soluţie este cea de la punctul „*a*“, deoarece s-a prevăzut ajustaj mobil în locul de asamblare 2, în care se poate asigura lubrifierea în cele mai bune condiţii (ungerea se face prin presiune de la pompa de ulei). În acelaşi timp, în punctele 1 şi 3, unde ungerea este deficitară, s-au prevăzut ajustaje fixe. Celelalte două soluţii „*b*“ şi „*c*“, prezintă dezavantaje datorită tocmai acestor considerente. Analiza se va face, deci, pentru cazul adoptării soluţiei de la punctul „*a*“.

În primă instanţă se alege sistemul de ajustaj cu alezaj unitar (fig. 3.4.I). În asamblarea din 2 se ia un ajustaj cu joc: $\frac{H}{g}$, iar în asamblările din 1 şi 3, se alege cel mai strâns ajustaj intermediar (cel blocat care asigură 99,9% strângeri) $\frac{H}{n}$.

Poziţiile câmpurilor de toleranţă pentru aceste asamblări sunt reprezentate în fig. 3.4.I. De asemenea, aici sunt reprezentate cele trei alezaje (de acelaşi diametru) şi bolţul cu secţiune în trepte. În această situaţie apare evident faptul că sistemul de ajustaj cu alezaj unitar nu poate fi aplicat în cazul respectiv. Aceasta deoarece, pe de o parte, bolţul nu poate fi montat în cele trei alezaje (prin bosaje ar trece la încălzirea pistonului, dar nu ar trece prin ochiul bielei), iar pe de altă parte, un asemenea bolţ se prelucrează la un cost relativ ridicat. Se necesită aici a alege sistemul de ajustaj cu arbore unitar. În fig. 3.4.II sunt reprezentate poziţiile câmpurilor de toleranţă pentru situaţia în care se aplică sistemul de ajustaj cu arbore unitar, caz în care, pentru asamblarea din 2 se ia acelaşi ajustaj cu joc (însă în arbore unitar): $\frac{G}{h}$, iar în asamblările din 1 şi 3, acelaşi ajustaj blocat ca şi în cazul I (de asemenea însă în arbore unitar): $\frac{N}{h}$. Aici cele trei alezaje vor varia ca dimensiune, dar bolţul va fi o piesă cilindrică netedă, care poate fi uşor montată şi demontată, atât prin bosaje (încălzind pistonul), cât şi prin ochiul bielei, prin care trece cu un ajustaj semi-liber.

În concluzie, la alegerea sistemului de ajustaj, se opinează preferenţial asupra sistemului cu alezaj unitar. Aceasta cu amendamentul potrivit căruia, dacă datorită condiţiilor constructive şi de montaj, vom fi obligaţi a alege sistemul de ajustaj cu arbore unitar, se va renunţa la alegerea sistemului de alezaj unitar.

În acest sens, proiectantul va face analiza factorilor însoţitori, dacă această analiză nu reclamă ca obligatorie alegerea sistemului de arbore unitar, se va alege bineînţeles alezajul unitar.

Concluzie: În cazul unei construcţii de-a lungul unui arbore continuu, se află $2+n$ ($n=1...n=n$) alezaje, când alezajul din mijloc ($n=1$) sau unul din alezajele din mijloc ($n > 1$), trebuie să asigure un joc, iar cele două alezaje extreme strângere, *se alege sistemul de alezaj cu arbore unitar* (vezi exemplul anterior (fig. 3.4)), la care ajustajul din 2 este cu joc, iar cele din 1 şi 3 cu strângere, deci cu joc negativ: jocul din asamblarea 2, $J_2>0$, iar jocul din asamblarea 1 şi 3, $J_{1,3}<0$). În acest fel, arborele este o piesă cilindrică fără trepte. Dacă pentru exemplul dat (fig. 3.4), ar fi fost propus sistemul de ajustaj cu alezaj unitar.

Scanned with OKEN Scanner

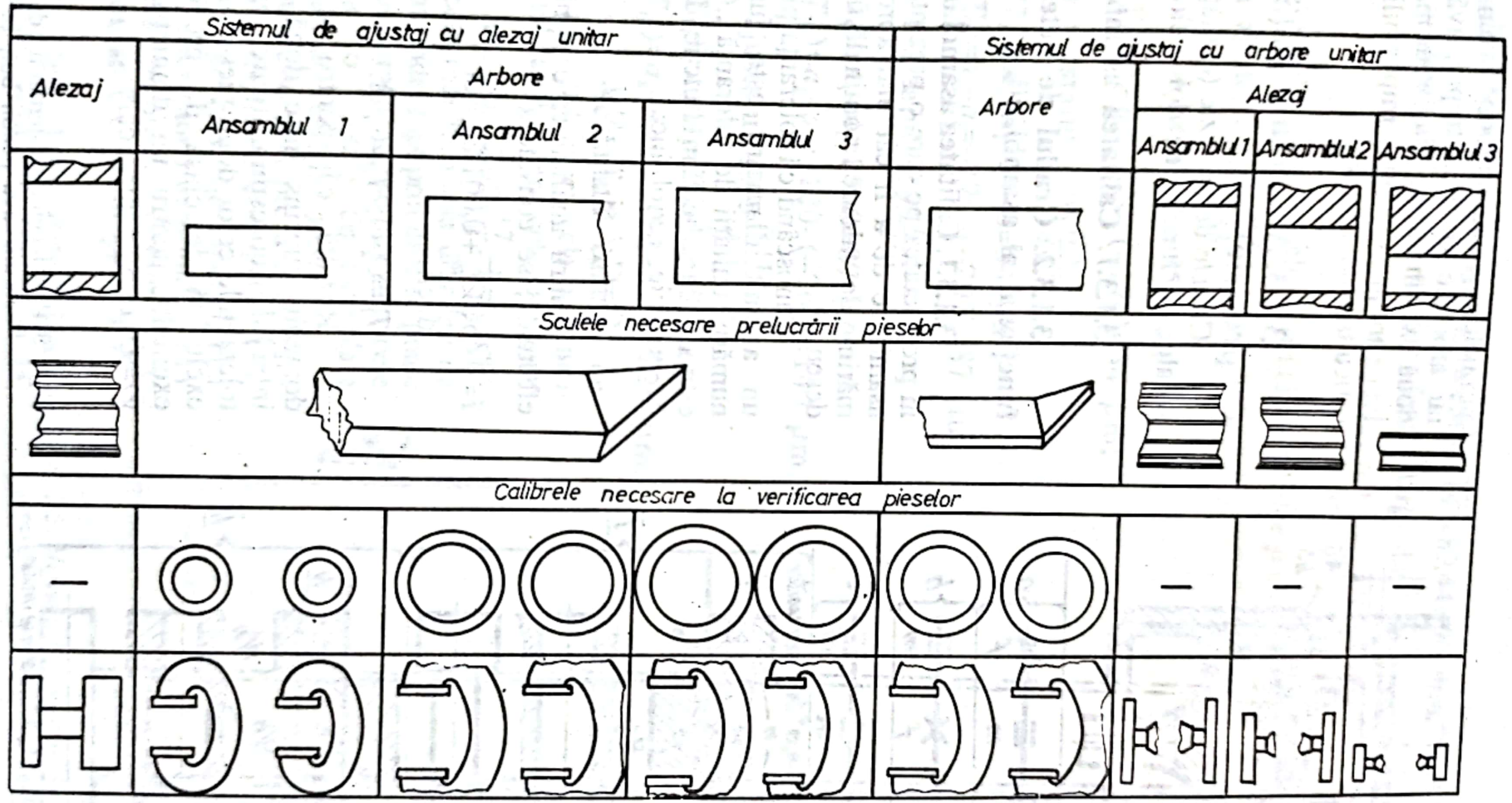
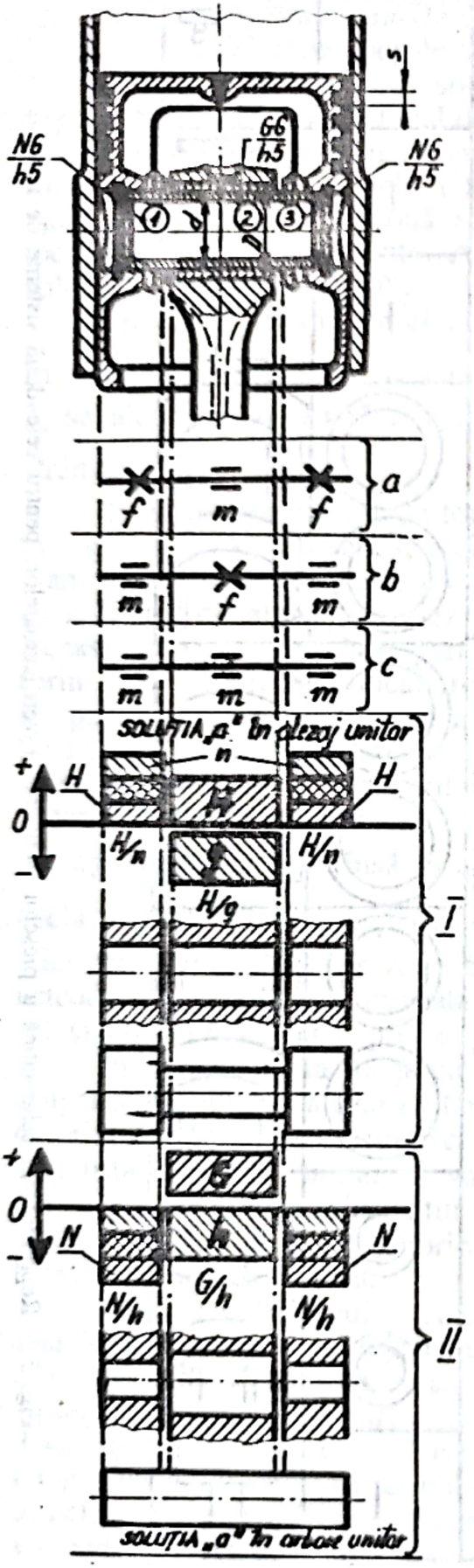


Fig. 3.3. Reprezentarea schematică a pieselor, sculelor și verificatoarelor, pentru cele două sisteme de ajustaj

Scanned with OKEN Scanner



alezajele ar rezulta uniforme ca dimensiune, iar arborele ar fi în trepte, având cele două extremităţi cu diametrul mai mare, fapt care ar presupune imposibilitate sau dificultăţi de montaj.

3.1.3. Alegerea calităţii (clasei de precizie)

Clasele de precizie (calităţile ISO) se aleg în funcţie de doi factori:

3.1.3.1. Calitatea asamblării;

3.1.3.2. Gradul de determinare funcţional al asamblării.

3.1.3.1. Calitatea asamblării constă în proprietatea pe care o prezintă piesele asamblate de a fi cât mai apropiate ca mărime de valoarea nominală trecută pe desen.

Cunoscând că toleranţa pieselor la un anumit diametru este funcţie de numărul unităţii de toleranţă „*Cx*", care este dat în tabele în funcţie de clasele de precizie, se obţine:

$$T_D=C_x\cdot i \text{ şi } T_d=C_x\cdot i.$$

Pentru analiza care urmează a fi efectuată, se consideră:

$$i=0{,}45\sqrt[3]{\varnothing_m}+0{,}001\cdot\varnothing_m=\text{ct}, \qquad (3.1.3)$$

deci:

$$T_D=C_x\cdot\text{ct};\ T_d=C_x\cdot\text{ct}. \qquad (3.1.4)$$

Rezultă că pentru un anumit domeniu cuprins între două limite de interval, corespunzătoare unui $\varnothing_m$, toleranţele celor două piese sunt funcţie exclusivă de clasa de precizie. Spre exemplu, pentru un diametru nominal $\varnothing$=95 mm, pentru care:

← Fig. 3.4. Alegerea sistemului de ajustaj la asamblarea piston–bolţ–bielă.

Scanned with OKEN Scanner

$\varnothing_m=\frac{80+100}{2}=90$ mm; sau $\varnothing_m=\sqrt{80}\cdot\sqrt{100}=89{,}44=90$ mm, sunt propuse spre a fi analizate ajustajele cu joc (foarte largi după ISO):

$$\varnothing 95\frac{H7}{d8};\ \varnothing 95\frac{H8}{d9};\ \varnothing 95\frac{H9}{d10};\ \varnothing 95\frac{H11}{d11},$$

pentru care se obţin următoarele valori ale abaterilor şi ale câmpurilor de toleranţă:

– la ajustajul $\varnothing 95\frac{H7}{d8}$:

$T_D(IT_7)=A_s-A_i=35-0=35$ μm,

$T_d(IT_8)=a_s-a_i=-120-(-174)=54$ μm;

– la ajustajul $\varnothing 95\frac{H8}{d9}$:

$T_D(IT_8)=A_s-A_i=54-0=54$ μm,

$T_d(IT_9)=a_s-a_i=-120-(-207)=87$ μm;

– la ajustajul $\varnothing 95\frac{H9}{d10}$:

$T_D(IT_9)=A_s-A_i=87-0=87$ μm

$T_d(IT_{10})=a_s-a_i=-120-(-260)=140$ μm; şi

– la ajustajul $\varnothing 95\frac{H11}{d11}$:

$T_D(IT_{11})=A_s-A_i=220-0=220$ μm,

$T_d(IT_{11})=a_s-a_i=-120-(-340)=220$ μm.

Cea mai subliniată calitate de asamblare o are ajustajul cu cele mai mici câmpuri de toleranţă, dintre cele care s-au exemplificat mai sus: $\varnothing 95\frac{H7}{d8}$. La acesta au rezultat cele mai restrânse domenii de dispersie admisibile, fapt prin care se poate aprecia, în comparaţia care se face între cele două ajustaje, o calitate de asamblare superioară faţă de celelalte ajustaje.

Cu cât creşte însă precizia de prelucrare, creşte considerabil costul (fig. 3.5).

Se va alege clasa de precizie cea mai adecvată cerinţelor funcţionale, şi în nici un caz una mai precisă, fapt prin care se admite limitarea costului prelucrării.

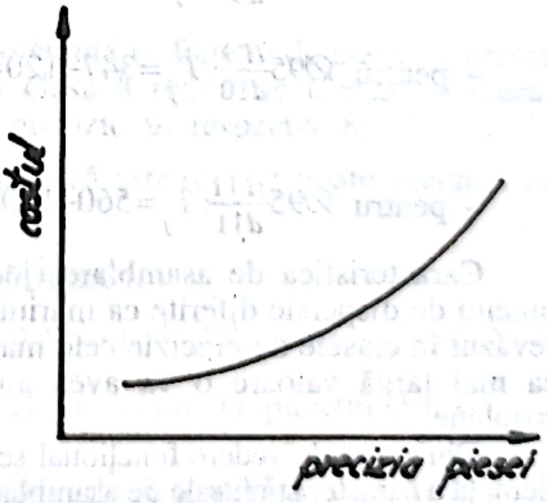


Fig. 3.5. Variaţia costului, în funcţie de precizia de prelucrare a piesei.

3.1.3.2. Gradul de determinare funcţional al asamblării. Revenind la

Scanned with OKEN Scanner

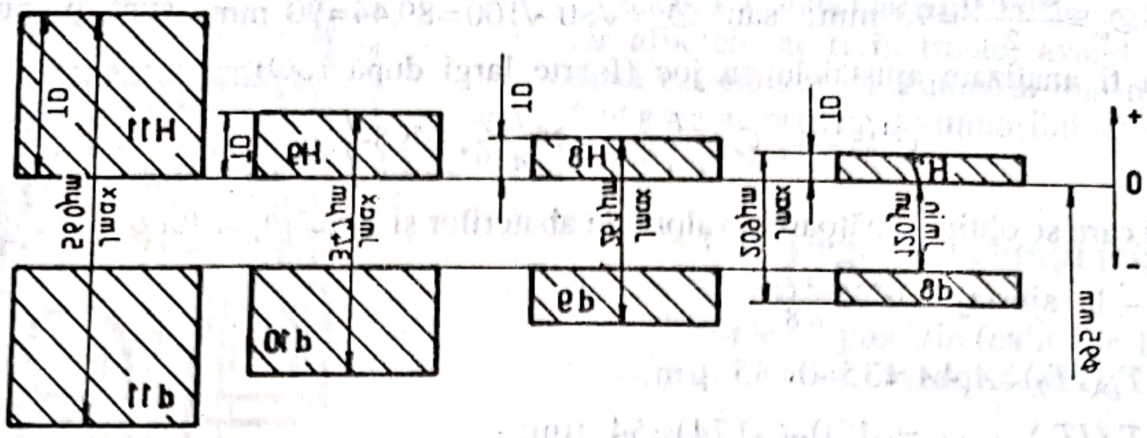


Fig. 3.6. Poziţiile câmpurilor de toleranţă ale ajustajelor $\varnothing 95\frac{H}{d}$, în diferite clase de precizie.

exemplele anterioare şi reprezentând la scară schema poziţiei câmpurilor de toleranţă ale celor patru ajustaje (fig. 3.6), se pot face aprecieri asupra gradului de determinare funcţional al fiecăruia în parte.

Se cunoaşte de la relaţiile fundamentale (1.1.6.6.) valoarea toleranţei caracteristicii de asamblare, ca fiind egală cu diferenţa dintre valoarea caracteristicilor de asamblare extreme admisibile.

În acest caz, referitor la ajustajele cu joc din fig. 3.6, toleranţa jocului va avea valoarea:

$$T_j = J_{max} - J_{min}.$$

La cele patru exemple se vor obţine următoarele valori:

– pentru $\varnothing 95\frac{H7}{d8}$: $T_j = 209 - 120 = 89\ \mu m$;

– pentru $\varnothing 95\frac{H8}{d9}$: $T_j = 261 - 120 = 141\ \mu m$;

– pentru $\varnothing 95\frac{H9}{d10}$: $T_j = 347 - 120 = 227\ \mu m$;

şi

– pentru $\varnothing 95\frac{H11}{d11}$: $T_j = 560 - 120 = 440\ \mu m$.

Caracteristica de asamblare (jocul) la cele patru ajustaje variază deci în domenii de dispersie diferite ca mărime. Cea mai restrânsă valoare o are ajustajul prevăzut în clasele de precizie cele mai avansate (ca precizie, nu cifric) şi, firește, cea mai largă valoare o va avea ajustajul prevăzut în clase de precizie mai grosolane.

Din punct de vedere funcţional se poate conclude că ajustajul cu cea mai mică toleranţă a caracteristicii sale de asamblare va avea un grad de determinare (funcţional) mai mare. Acesta, executat într-un număr multiplu (în cazul unei producţii de serie), va avea variaţii ale jocului într-un domeniu de numai 89 μm, pentru

Scanned with OKEN Scanner

$\varnothing 95\frac{H7}{d8}$, pe când în cazul ajustajului $\varnothing 95\frac{H11}{d11}$, variaţiile jocului vor fi cuprinse într-un domeniu larg, de 440 μm. Acesta din urmă are, în cazul exemplului de mai sus, cel mai mic grad de determinare funcţional (unele ajustaje din această grupă vor avea valori ale jocului către valoarea sa minimă de 120 μm, iar altele către valoarea maximă de 560 μm, fapt pentru care funcţionarea lor este neuniformă).

La alegerea clasei de precizie, proiectantul va proceda în felul următor:

Unul din criterii este cel în care, din condiţiile funcţionale se impune o variaţie a jocului admisibil, proprie unei anumite asamblări, de exemplu valoarea jocului poate să varieze între limitele aproximative:

$$J=(110...250)\ \mu m,$$

deci:

$$J_{max}=250\ mm;\ J_{min}=110\ \mu m,$$

de unde toleranţa jocului (sau toleranţa ajustajului cu joc):

$$T_j=J_{max}-J_{min}=250-110=140\ \mu m.$$

Din formula generală a toleranţei:

$$T=IT_x=C_x\cdot i,$$

se determină numărul unităţii de toleranţă C_{xaj}, pentru ajustajul cu joc luat în considerare:

$$C_{xaj}=\frac{T_j}{i}=\frac{T_j}{0,45\sqrt[3]{\varnothing_m}+0,001\cdot\varnothing_m}=\frac{T_j}{0,45\sqrt[3]{100}+0,001\cdot 100}$$

$C_{xaj}=\frac{140}{2,188}=63,98\approx 64$; pentru fiecare din piesele perechi ale ajustajului: $\frac{C_{xaj}}{2}=\frac{64}{2}=32\ \mu m.$

Din tabelul numărului unităţilor de toleranţă în funcţie de clasa de precizie (tab. 1.1) rezultă pentru ajustajul analizat clasa 8 (care are C_x=25) şi clasa 9 (C_x=40), se stabilesc cele două clase de precizie 9, respectiv 8:

$\varnothing N\ \frac{9}{8}$ (în care se ţine seama de faptul că arborele se poate prelucra mai precis la acelaşi cost).

$$C_8+C_9=C_{xaj}=25+40\cong 64.$$

Aceste clase de precizie vor satisface valori ale toleranţelor pieselor care urmează să asigure jocul impus.

(Cel de-al doilea criteriu va fi reluat în detaliu la punctul 3.1.4).

3.1.4. Alegerea grupei şi felului de ajustaj (generalităţi)

Cele trei grupe de ajustaj se deosebesc din punctul de vedere al valorii raportului dimensiunilor de contact:

Scanned with OKEN Scanner

Ajustajele cu joc realizează un raport supraunitar al dimensiunilor de contact:

$$\frac{D}{d} > 1; \qquad D > d; \qquad D - d = J.$$

Ajustajele cu joc se aleg în cazul în care piesele perechi urmează a-şi oferi reciproc posibilitatea de deplasare relativă. Cu alte cuvinte, în cazul în care se urmăreşte *mobilitate* între piesele conjugate, se aleg ajustaje cu joc. Pe seama relaţiei $D > d$, se asigură mobilitate atât la montaj, cât şi în funcţionare. În cazul în care, în scopul montării şi demontării facile, sau în cazul în care perechea de piese urmează să funcţioneze intermitent şi sub forma mobilă, mişcarea principală funcţională fiind fixă, se aleg de asemenea ajustajele cu joc, fixarea făcându-se printr-un anumit organ de maşină, de exemplu:

– în cazul în care, în timpul funcţionării, piesele urmează a fi fixe, dar montajul şi demontajul se face foarte greu (piese mari, diametri de asamblare mari, lăţimi mari ale alezajului, lungimi mari de petrecere ale alezajului pe arbore, abateri relativ mari de la forma geometrică a arborelui), se va alege un ajustaj cu joc, care asigură un montaj facil, iar fixarea se face prin organe de maşini;

– dacă piesele care funcţionează fix (fixarea făcându-se cu organe de maşini) urmează să fie schimbate între ele, în pauzele care întrerup funcţionarea în scopul efectuării schimbului (roţi dinţate de schimb, cheia fixă de piuliţe, prelungitoare ale tijelor palpatoare la aparatele de măsurat cu şurub micrometric etc.);

– dacă piesele urmează să funcţioneze fix în domeniul solicitării principale cu intermitenţă, însă într-o altă direcţie urmează a se putea deplasa reciproc (roţi dinţate baladoare în cutiile de viteză).

În concluzie, se alege grupa de ajustaje cu joc în cazul în care:

a. funcţionarea se face mobil;

b. se asigură mobilitate numai la montaj;

c. se asigură mobilitate atât la montaj, cât şi într-o direcţie secundară de funcţionare.

Ajustajele de la punctul „*a*“ se numesc *cu joc mobile,* cele de la punctele „*b*“ şi „*c*“ se numesc ajustaje *cu joc fixe,* la care fixarea se realizează bineînţeles printr-un anumit organ de maşină (şuruburi, pene, arbori şi butuci canelaţi, ştifturi, nituri etc.).

Ajustajele cu strângere, realizează un raport subunitar al dimensiunilor de contact:

$$\frac{D}{d} < 1; \qquad d > D; \qquad d - D = S.$$

Ajustajele cu strângere se aleg la piesele perechi care urmează să-şi asigure o stare de *fixare.* În mod obişnuit, ajustajele cu strângere îşi asigură fixarea pe seama caracteristicii de asamblare (strângerea care se realizează între alezaj şi arbore).

În unele cazuri, în care sunt indicate strângeri cu valori mici, condiţiile funcţionale reclamând însă un grad de fixare mai mare decât cel pe care îl poate asigura ajustarea, se pot dispune şi la ajustajele cu strângere, organe de maşini,

Scanned with OKEN Scanner

în scopul asigurării unui grad de fixare suplimentar. Din acest punct de vedere, ajustajele cu strângere se împart în:

a. ajustaje cu strângere cu fixare prin ajustare;

b. ajustaje cu strângere cu fixare prin ajustare cu suplimentarea gradului de fixare.

Fixarea realizată prin strângere urmează să preia transmiterea unor momente de torsiune, determinate de anumite sarcini dinamice.

Montarea perechilor de piese prin ajustaje cu strângere se face: *la cald* sau *prin presare la rece*. În cazul asamblărilor la cald, se încălzeşte alezajul la o anumită temperatură, sau în anumite procedee tehnologice de montaj se răceşte arborele. Se poate acţiona simultan prin încălzirea alezajului şi răcirea arborelui. Montajul termic se efectuează în scopul obţinerii (în timpul asamblării) unui raport al dimensiunilor de contact tinzând către 1, sau mai mare decât 1. Înainte de montajul termic, piesele finite au un anumit raport al dimensiunilor de contact:

$$\frac{D}{d}<1,$$

pentru care se realizează o diferenţă de dimensiune care reprezintă strângerea dintre cele două piese:

$$d-D=\mathrm{S}.$$

La montarea unui ajustaj, cu strângere, prin încălzirea alezajului, se urmăreşte micşorarea strângerii (exclusiv în timpul montajului). Se poate obţine anularea ei ($S=0$) sau, mai ales, dobândirea unei strângeri negative ($S<0$), adică a unui joc la montaj.

Se cunosc relaţiile:

$S=d-D$; $\Delta S=(df-di)-(Df-Di)=df-Df-di+Di=Sf-Si$ (deoarece $Sf=df-Df$, iar $-\ di+Di=-Si$),

unde cu f sunt notate valorile finale şi cu i, valorile iniţiale, adică variaţia strângerii (ΔS) sau (S_f-S_i) este egală cu:

$$Sf-Si=(df-di)-(Df-Di)=\Delta d-\Delta D;$$

din $\Delta S=Sf-Si$; $\Delta S=0 \Rightarrow Sf=Si$. Pentru a obţine o strângere finală mai mică decât cea iniţială, ($Sf<Si$), pentru care $\Delta S<0$ (adică strângerea variază în sensul scăderii ei). Pentru aceasta se poate proceda:

a. prin încălzirea (la $t_D>t_o$) a alezajului;

b. prin răcirea (la $t_d<t_o$) a arborelui;

c. prin acţiunea simultană, de încălzire a alezajului (la $t_D>t_o$) şi răcirea arborelui (la $t_d<t_o$).

a. La încălzirea alezajului la $t_D>t_o$ ($t_o=20$ °C), arborele rămâne la $t_d=t_o$.

Se stabilesc relaţiile:

$$Sf-Si=\Delta d-\Delta D=d\alpha_d(t_d-t_o)-D\alpha_D(t_D-t_o),$$

pentru $t_d=t_o \Rightarrow \Delta d=0$, deci:

$$Sf-Si=-\Delta D=-D\cdot\alpha_D(t_D-t_o),\ \text{de unde:}$$

Scanned with OKEN Scanner

$$t_D = -\frac{Sf - Si}{D \cdot \alpha_D} + t_o , \qquad (3.1.5)$$

în care $(Sf–Si)<0$, deci: $t_D>0$ şi, bineînţeles: $t_D>t_o$.

Datorită pierderii de căldură a alezajului, prin transportul acestuia de la sursa de căldură până la locul de montaj, şi în tot timpul acestui proces, temperatura t_D a piesei scade. Se determină exeperimental scăderea de temperatură $(t_D–t_{Kr})$. Se stabileşte valoarea temperaturii de încălzire a alezajului, corectată la răcire:

$$t_{DKr} = -\frac{Sf - Si}{D \cdot \alpha_D} + t_o + t_{Kr} . \qquad (3.1.6)$$

Aplicaţie: Să se calculeze temperatura de încălzire a unui alezaj din oţel, pentru asamblarea cu strângere iniţială $Si=d–D=33$ μm, pe diametrul $\varnothing=18$ μm, având $\alpha_D=12\cdot10^{-6}$ °C^{-1}; ($t_o=20$ °C; $t_d=t_o$), temperatura de corecţie la răcire $t_{Kr}=25$ °C. Se propun trei valori ale strângerii finale:

1) $Sf=0$; 2) $Sf=–10$ μm; 3) $Sf=–30$ μm.

1) $t_{DKr} = \frac{0-0{,}033}{18\cdot12\cdot10^{-6}} + 20 + 25 = 152{,}77 + 20 + 25 = 197 = 200$ °C,

2) $t_{DKr} = \frac{-0{,}010-0{,}033}{18\cdot12\cdot10^{-6}} + 20 + 25 = 199 + 20 + 25 = 244 = 250$ °C,

3) $t_{DKr} = \frac{-0{,}030-0{,}033}{18\cdot12\cdot10^{-6}} + 20 + 25 = 291 + 20 + 25 = 336 = 340$ °C.

b) Prin răcirea arborelui la $t_d<t_o$ (pentru care alezajul rămâne la $t_D=t_o \Rightarrow \Delta D=0$):

$$Sf–Si=\Delta d=d\cdot\alpha_d(t_d–t_o),$$

$$t_d = \frac{Sf - Si}{d \cdot \alpha_d} + t_o . \qquad (3.1.7)$$

formulă căreia i se impune corecţia (cu valoarea t_{Ki}, temperatura de încălzire a arborelui de la sursa criogenică până la locul de montaj, şi mai ales în timpul acestui proces):

$$t_{dKi} = \frac{Sf - Si}{d \cdot \alpha_d} + t_o - t_{Ki} . \qquad (3.1.8)$$

(Obs.: $t_d<20$ °C, dar poate să rămână $t_d>0$; dacă mărimea $\left|\frac{Sf - Si}{d \cdot \alpha_d} - t_{Ki}\right| > t_O$ atunci $t_d<0$, adică, la temperaturi negative, care se realizează: $t_d\approx–20$ °C, în congelatoare; $t_d\approx(–40°\ldots–50°)$C, în zăpadă carbonică; $t_d\approx–60$ °C, în amestec de alcool cu aer lichid; $t_d\approx(–170\ldots–190)$ °C în aer lichid. (Procedeele sunt costisitoare şi se aplică în mod obişnuit în mecanica fină, în cazul pieselor mici).

Aplicaţie: Să se calculeze temperatura de răcire a arborelui din oţel (alezajul rămâne la $t_D=t_o$), pentru asamblarea cu strângere iniţială $Si=d–D=12$ μm, pe

Scanned with OKEN Scanner

diametrul ∅=18 mm, având $\alpha_d=12\cdot10^{-6}\ °C^{-1}$, ($t_o$=20 °C), şi cu o temperatură de corecţie la încălzire t_{Ki}=10 °C. Se propun următoarele strângeri finale:

1) Sf=0; 2) Sf=–10 μm; 3) Sf=–20 μm.

$$1)\ t_{dKi}=\frac{0-0{,}012}{18\cdot12\cdot10^{-6}}+20-10=-55{,}55+20-10=-45{,}55=-46\,°C,$$

$$2)\ t_{dKi}=\frac{-0{,}010-0{,}012}{18\cdot12\cdot10^{-6}}+20-10=-101{,}85+20-10=-91{,}85=-92\,°C,$$

$$3)\ t_{dKi}=\frac{-0{,}020-0{,}012}{18\cdot12\cdot10^{-6}}+20-10=-148+20-10=-138\,°C.$$

Deoarece pe scara negativă a temperaturilor valorile negative scăzute se obţin dificil şi costisitor, la contracţia arborelui prin răcire se procedează de obicei în mod invers, calculul pornind de la valoarea temperaturii de răcire a arborelui, de care se dispune în condiţiile cele mai economice. De exemplu, fiind în posesia unei incinte criogenice care are drept sursă zăpada de CO_2, în care este posibilă obţinerea unei temperaturi t_d=–50 °C, cu care se calculează exemplele anterioare cu temperatura de corecţie la încălzire: t_{Ki}=5 °C).

Se deduc: $S=d-D$; $\Delta S=\Delta d-\Delta D$, caz în care $\Delta D=0$; deci: $Sf-Si=d\cdot\alpha_d(t_d-t_o)$;

$$t_{dKi}=t_d-t_{Ki}=-50+5=-45\ °C,$$

$$Sf-Si=d\cdot\alpha_d(t_{dKi}-t_o)=18\cdot12\cdot10^{-6}(-45-20),$$

Sf–0,012=–0,01296; Sf=–0,01296+0,012=0,00096 mm=–0,96 μm, adică, la montaj, se obţine un joc de 0,96 μm. Dacă această valoare permite o asamblare complezentă, se va proceda la procesul de montaj. Dacă se necesită un joc mai mare la montaj, se va utiliza o sursă criogenică cu temperatură mai scăzută, sau se va combina procedeul prin încălzire a alezajului şi răcire a arborelui. Acest procedeu se aplică în cazurile în care:

– Se limitează temperatura de încălzire a alezajului (fapt care determină o dilataţie insuficientă a alezajului, pentru a realiza un montaj confortabil).

– Sursa criogenetică este cu temperatură limitată (fie din considerente economice, fie sub aspectul capacităţii limitate de criogenie).

– Temperatura minimă acceptabilă cu multe rezerve sub aspect economic este $t_d\approx$–190 °C (în aer lichid).

În aceste situaţii ne găsim în faţa cazului:

c) Prin acţiune simultană de răcire a arborelui şi încălzire a alezajului.

$$S=d-D;\ \Delta S=\Delta d-\Delta D,$$

$$Sf-Si=d\cdot\alpha_d(t_d-t_o)-D\cdot\alpha_D(t_D-t_o), \qquad (3.1.9)$$

caz în care se procedează prin a impune temperatura minimă corectată t_{dKi}, posibil realizabilă tehnic, în condiţii economice acceptabile.

Scanned with OKEN Scanner

Aplicaţie: Să se determine temperatura de încălzire a alezajului t_D, pentru următoarele date ale problemei:

$$D=d=18 \text{ mm}; \quad \alpha_d=10\cdot10^{-6} \text{ °C}^{-1}; \quad t_d=0 \text{ °C},$$

$$\alpha_D=15\cdot10^{-6} \text{ °C}^{-1}; \quad Si=0{,}020 \text{ mm}; \quad Sf=-0{,}020 \text{ mm},$$

$$\Delta S=Sf-Si=d\cdot\alpha_d(t_d-t_o)-D\cdot\alpha_D(t_D-t_o).$$

$$-0{,}020-0{,}020=18\cdot10\cdot10^{-6}(0-20)-18\cdot15\cdot10^{-6}(t_D-20)$$

$$t_D=114{,}81 \text{ °C}\cong115 \text{ °C}.$$

La oţeluri, valoarea temperaturii de încălzire (t) este recomandabil a nu depăşi 500–550 °C, deoarece:

– la aproximativ 600 °C apare incandescenţa, care favorizează transformările termochimice (combinaţii prin difuziune ale elementelor din mediul ambiant cu constituienţii structurali ai aliajului alezajului), care dau naştere la scorii; acestea se interpun suprafeţelor de asamblare, micşorând gradul de fixare;

– la ≈600 °C începe să se manifeste fenomenul de deformaţie plastică, potrivit căruia, la introducerea alezajului pe arbore, primul cedează plastic, iar după răcire, nu mai asigură strângerea scontată;

– la temperatura de aproximativ 721 °C, intervine la oţeluri transformarea eutectoidă, de trecere a perlitei (ferită+cementită) în austenită:

$$Fe+Ce\rightarrow A,$$

sau, exprimat în formula de constituţie a fazelor în reacţie, se obţine:

$$Fe\alpha(C)+Fe_3C\rightarrow Fe\gamma(C).$$

Această transformare decurge cu scădere de volum din cauza densităţii sporite a atomilor în soluţia solidă de carbon în fier γ, faţă de densitatea atomilor soluţiei solide de carbon în fier α, (fig.3.7). La răcire, reacţia fiind reversibilă, transformarea decurge cu creştere în volum. Faţă de fenomenul fizic de contracţie la răcire la temperatura eutectoidă, fenomenul structural rezultat cu creştere de volum, va crea tensiuni suplimentare în alezajul solicitat şi la tensiuni prin opoziţia pe care o manifestă arborele.

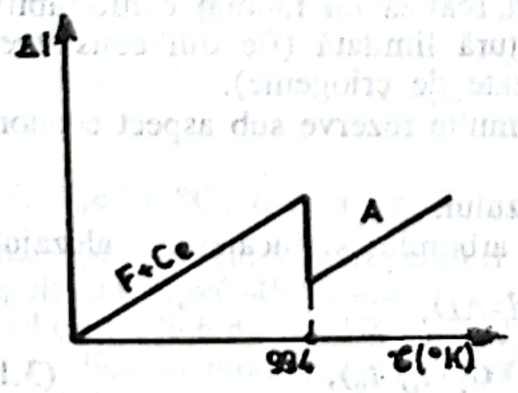


Fig. 3.7. Variaţia volumului în funcţie de temperatura de încălzire la oţelurile carbon.

Încălzirea alezajelor se recomandă a fi efectuată în cuptoare cu temperatură controlată, cu sistem de termostatare şi cu ventilaţie forţată de aer, sau preferabil de gaz inert în circuit închis, pentru a asigura uniformitatea de transmisie de căldură de la sursă la piese. La ajustajele cu strângere montate „la rece" (la temperatura ambiantă), se ţine seama de strângerea medie efectivă care apare după montaj datorită distrugerii rugozităţilor într-un anumit grad. Ajustajele intermediare realizează un raport al dimensiunilor de contact care tinde către 1:

Scanned with OKEN Scanner

$\frac{D}{d} \to 1$, deoarece: $D \leftrightarrow d$,

realizându-se prin aceasta, deopotrivă, condiţiile de apariţie atât a jocurilor, cât şi a strângerii, într-un anumit procentaj. În cazul în care:

$D>d$, apare un ajustaj cu joc, $J=D-d$, iar în cazul în care:

$D<d$, apare un ajustaj cu strângere $S=d-D$.

Jocurile şi strângerile sunt relativ mici, determinate de faptul că diametrele celor două piese perechi sunt apropiate ca valoare, de unde şi excentricitatea (abaterea de la poziţia confundată) axelor geometrice ale celor două piese perechi este mică, adică:

$$D \leftrightarrow d \Rightarrow e \leftrightarrow 0 .$$

Se obţin astfel asamblări concentrice, de unde concluzia că ajustajele intermediare se aleg pentru asigurarea *unei precizii avansate de asamblare.*

Având, deopotrivă, şi jocuri şi strângeri, ajustajele intermediare nu pot fi folosite decât *fixe,* asigurarea împotriva deplasării relative făcându-se prin organe de maşini de fixare. Numai în cazuri foarte puţin frecvente, în situaţia în care sunt asigurate cu rigurozitate o serie de condiţii, numai unul dintre ajustajele de trecere $\left(\frac{H}{j}\right)$ va putea fi dispus mobil.

Alegerea felului de ajustaj.

Odată aleasă grupa, urmează a manifesta o opţiune asupra felului de ajustaj din grupa respectivă. În diagrama din fig. 3.8 sunt redate variaţiile preciziei de asamblare, în funcţie de valorile strângerilor şi jocurilor, pentru grupele şi felurile de ajustaj, considerând cazul pentru limitele de diametru de 30...50 mm, la clasele de precizie indicate pe desen.

Diagrama se poate construi pentru oricare interval de diametre, pentru care vor varia toleranţele ajustajelor şi preciziilor de asamblare.

Din fig. 3.8 rezultă principial, pentru fiecare ajustaj căruia i s-a reprezentat toleranţa, precizia realizată şi gradul de fixare sau gradul de mobilitate.

3.1.4.1. Alegerea grupei şi proiectarea felului de ajustaj cu joc

În scopul stabilirii unor principii de simbolizare, referitoare la natura modalităţii de funcţionare a ajustajelor, se convine (în mod arbitrar, valabil exclusiv pentru prezenta lucrare) a se nota cu:

M: calitatea de a asigura MOBILITATE, deci de a asigura pieselor conjugate posibilitatea de a funcţiona independent una faţă de alta;

F: calitatea de a asigura FIXARE (prin strângere), adică de a impune pieselor să funcţioneze solidar;

*F**: calitatea de a asigura fixarea, deci de a impune acestora funcţionare solidară, fixarea fiind însă asigurată prin orice altă metodă în afară de strângere, şi anume prin organe de maşini de fixare (asamblări filetate, asamblări cu pană, asamblări canelate), prin metodă de formă pozitiv-negativ, sau orice altă formă de a asigura fixarea (semnul convenţional al acestor asamblări este asteriscul „*“, care însoţeşte litera *F*).

Scanned with OKEN Scanner

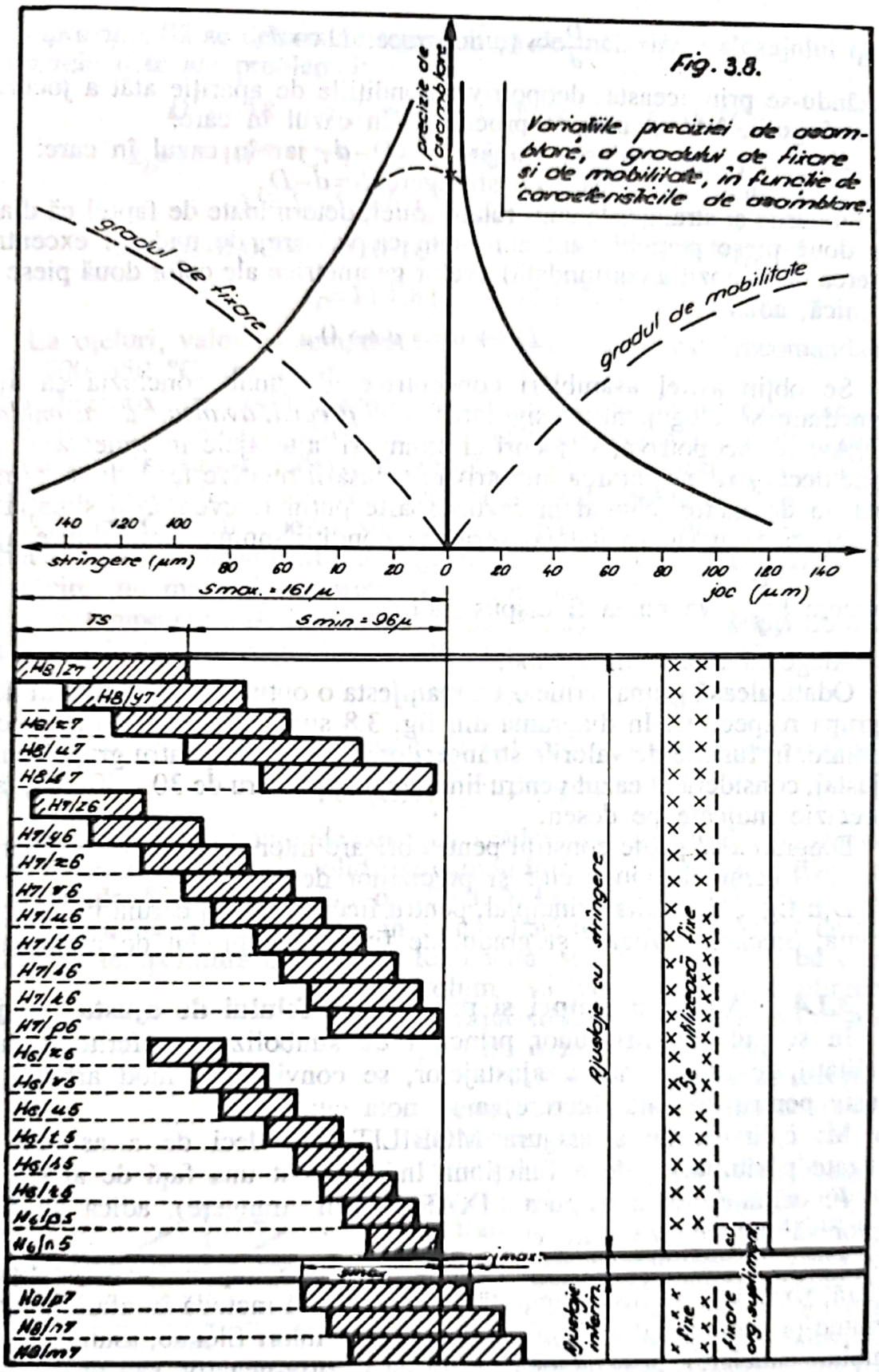


Fig. 3.8.

Fig. 3.8. Variațiile preciziei de asamblare, a gradului de fixare și de mobilitate, în funcție de caracteristicile de asamblare.

Scanned with OKEN Scanner

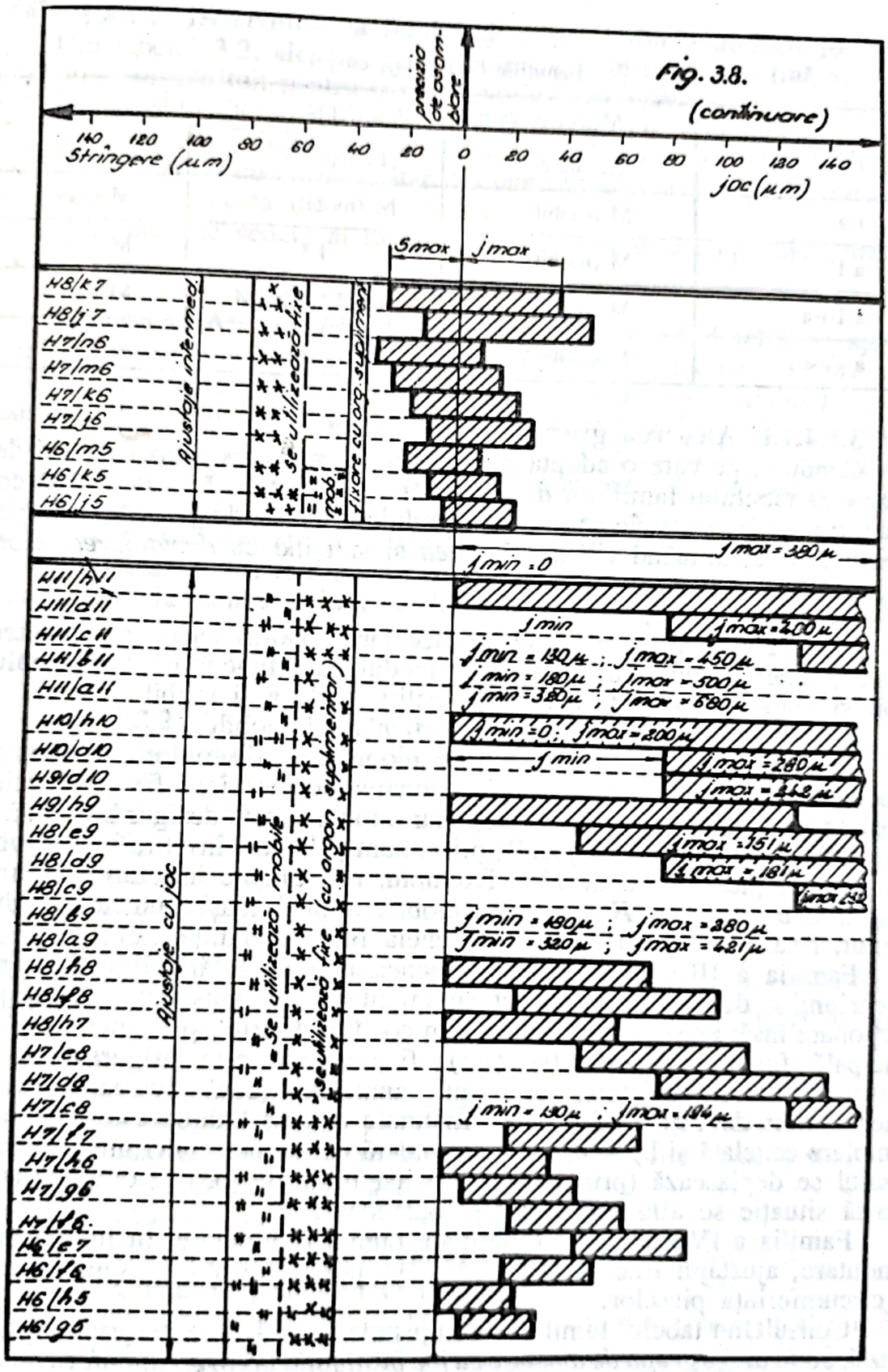


Fig. 3.8.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.1

Familiile de ajustaje cu joc

Familia	Modul în care se comportă piesele conj. în ipostaza de:		
	Montare	Funcţionare	Demontare
I-a	M (mobil)	M (mobil)	M (mobil)
a II-a	M (mobil)	F*	M (mobil)
a III-a	M (mobil)	ⓐ F* ⓑ M	M (mobil)
a IV-a	M (mobil)	F*	F*

3.1.4.1.1. Alegerea grupei de ajustaj cu joc.

Conduita pe care o adoptă proiectantul la alegerea grupei cu joc decurge din analiza tabelului familiilor de ajustaje cu joc. În tab. 3.1 este redată condiţia pe care o posedă ajustajele cu joc într-una din ipostazele de „viaţă" a lor, începând cu *montarea,* continuând cu *funcţionarea* şi sfârşind cu *demontarea* celor două piese conjugate.

Din tabel rezultă:

Familia I, la care montajul se face fără condiţii legate de împerecherea pieselor, beneficiindu-se de mobilitate, modul de a funcţiona al ajustajului este mobil şi demontarea se face tot prin calitatea de a fi mobil.

Exemplu: lagărele, ghidajele şi articulaţiile mobile.

Familia a II-a, montarea se face mobil, fără disconforturi referitoare la introducerea reciprocă a pieselor, funcţionarea se face însă fix (*F**), cele două piese conjugate sunt solidare în funcţionare. Fixarea este desigur asigurată printr-o măsură care (nu eludează jocul), prin anumiţi factori însoţitori constructivi se solidarizează piesele una de alta. Exemplu: roţi dinţate introduse pe arbori cu joc şi fixate cu pană (*F**); păpuşa mobilă a unei maşini-unelte pe ghidajele batiului, fixată în timpul prelucrării; cheia fixă de piuliţă etc.

Familia a III-a permite de asemenea montarea fără dificultăţi (raportul dimensiunilor de contact fiind tot supraunitar, deci ajustajul este cu joc). În funcţionare însă, ajustajul se comportă în condiţii diferite, şi anume: a) în direcţia principală funcţională este fix (*F**), fixare care este asigurată de factori constructivi acompaniatori, care nu anulează jocul (valoarea raportului dimensiunilor de contact $D/d > 1$). În unele cazuri, fixarea este asigurată prin asamblare canelată şi b) în direcţie secundară de acţiune (intermitent funcţional), alezajul se deplasează (prin mobilitatea asigurată de joc) în direcţie axială. În această situaţie se află roţile dinţate baladoare.

Familia a IV-a reclamă mobilitate numai la montare. În funcţionare şi la demontare, ajustajul este fix (*F**). Aici se pot da exemplu asamblările sudate pe circumferinţa pieselor.

Consultând tabelul familiilor de ajustaje (tab. 3.1) se desprinde următoarea *regulă: se va alege grupa de ajustaje cu joc în situaţia în care, chiar dacă numai într-una din ipostazele funcţionale se necesită mobilitate (M).* În această situaţie se găsesc cele patru familii de ajustaje din tab. 3.1.

Scanned with OKEN Scanner

3.1.4.1.2. Determinarea felului de ajustaj din grupa cu joc

Din tabelul 3.2, alcătuit pentru construcţii în mecanică fină şi în tabelul 3.2 continuare, alcătuit pentru construcţia de maşini obişnuită rezultă un număr de 11 ajustaje cu joc, şi anume 8 ajustaje notate cu o singură literă (de la *a* la *h*) şi trei ajustaje simbolizate cu două litere (*cd, ef, fg*). Tabelul este alcătuit în sistem de ajustaj cu alezaj unitar. Se pune problema în legătură cu stabilirea felului optim de ajustaj.

Din punct de vedere al funcţionării, din tabelul 3.1 ajustajele urmează să se comporte:

3.1.4.1.2.1. A) Fix (*F**), familia II, III şi IV, când felul de ajustaj *„se alege"*, asamblarea având nevoie de mobilitate numai la montare. Pentru păstrarea preciziei maxime se va opinia aproape exclusiv asupra ajustajului *H/h*, care, cu măsuri minime, asigură mobilitatea la montarea lor. Piesele urmând să funcţioneze fix (*F**), vor beneficia de maximum de precizie de asamblare pe care poate să o asigure un ajustaj cu joc. În situaţia aceasta ar putea fi posibilă alegerea chiar a unui ajustaj intermediar cu *H/js* sau *H/j* care sunt practic ajustaje cu joc (vezi condiţia respectivă la capitolul care tratează alegerea ajustajelor intermediare).

Dacă asamblarea este lipsită de importanţă, se pot lua, pentru a beneficia de comoditate la montare, şi ajustajele cu litere mai dinspre începutul alfabetului (*H/g*; *H/e*;... etc.), dar acestea nu constituie obiective de tratare în cadrul acţiunii de proiectare a ajustajului.

3.1.4.1.2.2. B) Ajustajul funcţionează MOBIL (*M*). În această situaţie, proiectantul poate să fie pus în faţa a două cazuri:

3.1.4.1.2.2.1. B1) Se oferă drept date ale problemei parametrii tehnico-funcţionali,

3.1.4.1.2.2.2. B2) Se impun caracteristicile extreme admisibile ale asamblării (J_{max} şi J_{min}).

În cazul B1), se calculează jocul mediu (J_{med}), adică jocul optim funcţional, după care, printr-o metodă originală a alcătuirii şi utilizării TAB. B (3.2), se vor determina:

B1.1. Felul ajustajului;
B1.2. Clasa de precizie pentru fiecare piesă în parte;
B1.3. Abaterile admisibile de dimensiune, a celor două piese;
B1.4. Caracteristicile de asamblare;
B1.5. Corecţia ajustajului la prelucrare;
B1.6. Corecţia ajustajului prin analiză termică funcţională;
B1.7. Corecţia ajustajului la rugozitate;
B1.8. Transformarea din ajustaj în sistem cu alezaj unitar (tabelul 3.2 este alcătuit în alezaj unitar), în ajustaj cu sistem de arbore unitar (dacă este cazul se va face transformarea din *H/* în */h*).
B1.9. Înscrierea abaterilor pe desen.

Scanned with OKEN Scanner

TABELUL 3.2.

POZ. CÎMP. DE TOL.		TOLERANȚE FUNDAMENTALE ITx (μm)																		ABATERILE FUNDAMENTALE ALE ARBORILOR										
PRECIZIA		H01	H0	H1	H2	H3	H4	H5	H6	H7	H8	H9	H10	H11	H12	H13	H14	H15	H16	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h
		01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	Toate preciziile										
LIMITELE INTERVALELOR DE DIMENSIUNI	V 1 ... 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	106	140	250	400	600	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0
	V 3 ... 6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0
	V 6 ... 10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	-280	-150	-80	-56	-40	25	-18	-13	-8	-5	0
	V 10 ... 14	0,5	0,8	12	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	-290	-150	-95	-69	-50	-32	-23	-16	-10	-6	0
	V 14 ... 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	-290	-150	-95	-85	-50	-32	-28	-16	-	-6	0

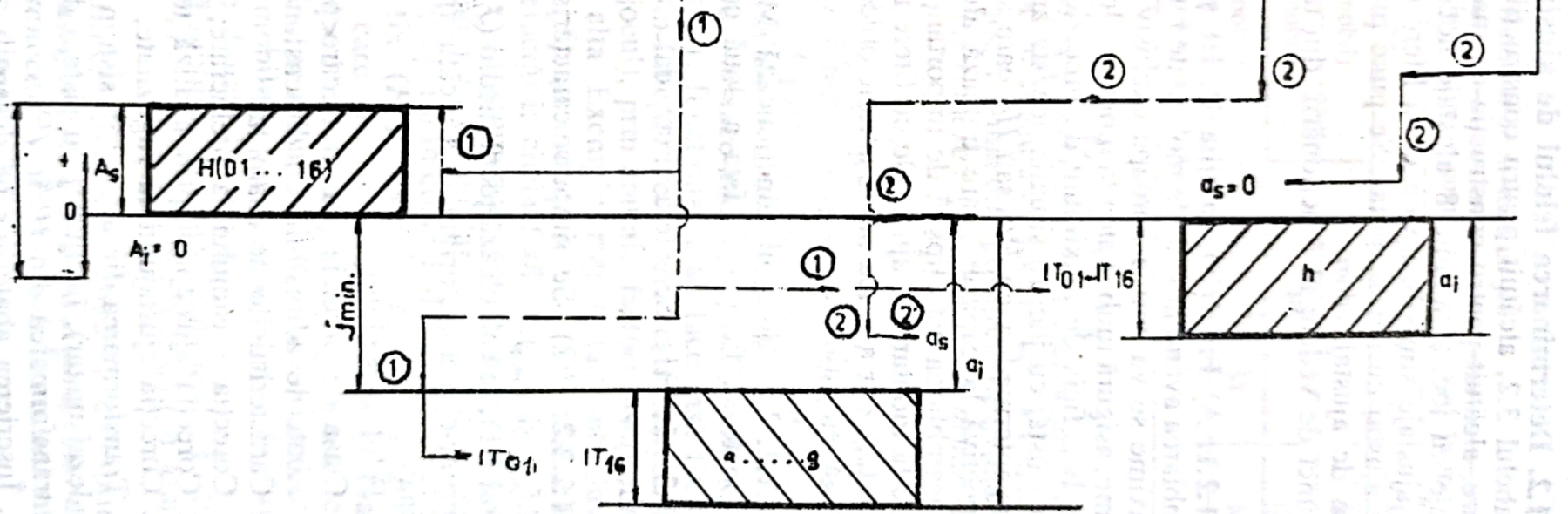


Fig. 3.9. Amplasarea câmpurilor de toleranță în funcție de felul ajustajelor (cu joc).

Scanned with OKEN Scanner

TABELUL 3.2. (continuare)

POZIȚIA CÂMP DE TOL. / PRECIZIA		TOLERANȚE FUNDAMENTALE ITx [µm]																	ABATERI FUNDAMENTALE ALE ARBORILOR [µm]										
		IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h
		01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	Toate preciziile										
LIMITELE INTERVALELOR DE DIM.	> 18 ... 24	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	-300	-160	-110	-85	-65	-40	-28	-20	-12	-7	0
	> 24 ... 30																			-310	-170	-120	-100	-80	-50	-35	-25	-15	-9	0
	> 30 ... 40	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1400	-320	-180	-130								
	> 40 ... 50																			-340	-190	-140	-120	-100	-60	-42	-30	-17	-10	0
	> 50 ... 65	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	-360	-200	-150								
	> 65 ... 80																			-380	-220	-170	-145	-120	-72	-51	-36	-21	-12	0
	> 80 ... 100	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	-410	-240	-180								
	> 100 ... 120																			-460	-260	-200	-175	-145	-85	-60	-43	-25	-14	0
	> 120 ... 140	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	-520	-280	-210								
	> 140 ... 160																			-580	-310	-230								
	> 160 ... 180																			-660	-340	-240	-210	-170	-100	-71	-50	-27	-15	0
	> 180 ... 200	2	3	4,5	7	10	14	21	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	-740	-380	-260								
	> 200 ... 225																			-820	-420	-280								
	> 225 ... 250																			-920	-480	-300	-245	-190	-110	-78	-56	-31	-17	0
	> 250 ... 280	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	-1050	-540	-330								
	> 280 ... 315																			-1200	-600	-360	-282	-210	-125	-88	-62	-33	-18	0
	> 315 ... 355	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	-1350	-680	-400								
	> 355 ... 400																			-1500	-760	-440	-325	-230	-135	-96	-68	-37	-20	0
	> 400 ... 450	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	-1650	-840	-480								
	> 450 ... 500																													

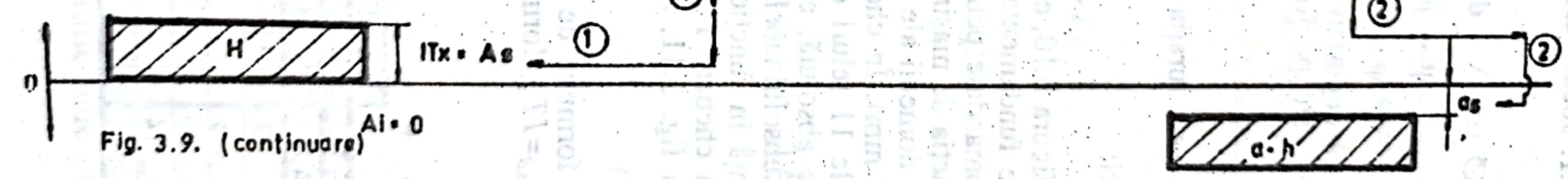


Fig. 3.9. (continuare)

Fig. 3.9. (continuare)

Scanned with OKEN Scanner

B1.1. Jocul mediu se calculează din formula:

$$J_{med}=\varnothing\cdot\psi\ (\mu m), \qquad (3.1.10)$$

în care: $\varnothing$ (mm) – diametrul asamblării;

ψ – jocul relativ în µm/mm, deci ‰;

$\psi=0{,}8\sqrt[4]{v}$, în care v este viteza periferică în m/s sau viteza liniară, dacă deplasarea se face prin mişcare du-te-vino (culisă oscilantă). Dacă asamblarea este pe formă cilindrică:

$$v=\frac{\pi\cdot\varnothing\cdot n}{60}(m/s),$$

în care n este turaţia în rotaţii/minut (pentru care $\varnothing$ se ia în m).

Deci: $$J_{med}=\varnothing\cdot\psi=\varnothing\cdot 0{,}8\cdot\sqrt[4]{\frac{\pi\cdot\varnothing\cdot n}{60}}\ (\mu m).$$

În figura 3.10, este redat simplificat tabelul 3.2. care în chenarul I conţine toleranţele fundamentale IT_{01}, IT_0, IT_1 ... IT_{16} cu preciziile 01, 0, 1, 1, 2, ..., 16. (Recomandate pentru mecanică fină de la 1 până la 10, iar pentru precizii în construcţia de maşini în general de la 5 până la 12). În tabelul 3.2 sunt redate cele cinci domenii ale dimensiunilor considerate ca fiind proprii pentru mecanică fină (>18 mm). În chenarul II sunt redate abaterile fundamentale ale arborilor, pentru cele 11 feluri de ajustaje cu joc. Valorile $a_s\leq 0$, din chenarul II vor fi în valoare absolută, egale cu jocul minim al ajustajului respectiv: $|a_s|=J_{min}$.

În subsolul tabelului 3.2 este reprezentată în fig. 3.9, amplasarea câmpurilor de toleranţă în funcţie de felul ajustajului şi semnificaţia valorilor cuprinse în cele două chenare I şi II.

Din fig. 3.11, rezultă relaţia:

$$J_{med}=J_{min}+0{,}5\cdot IT_{xD}+0{,}5\cdot IT_{xd}.$$

În formula de mai sus, în cazul în care se acceptă simplificarea: $IT_{xD}=IT_{xd}=IT_x$, formula devine:

$$J_{med}=J_{min}+IT_x, \text{ sau analitic:} \qquad (3.1.11)$$

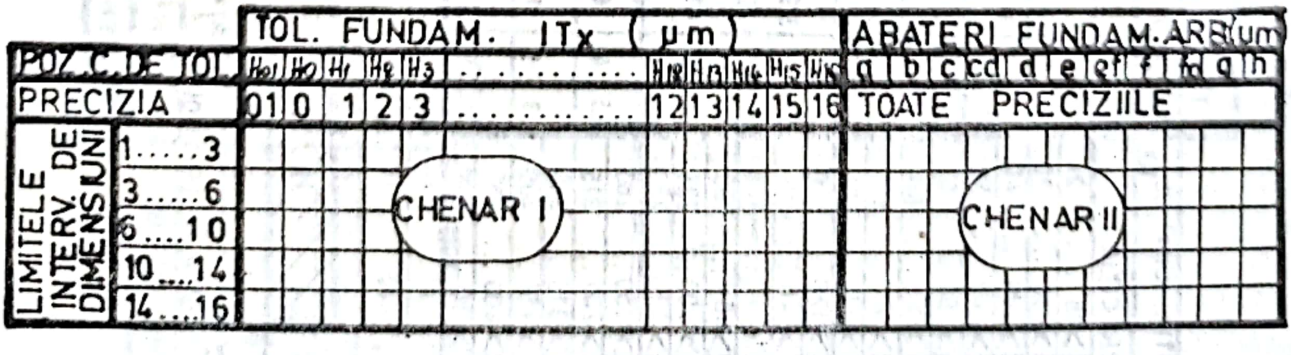


Fig. 3.10. Tabelul 3.2 simplificat.

Scanned with OKEN Scanner

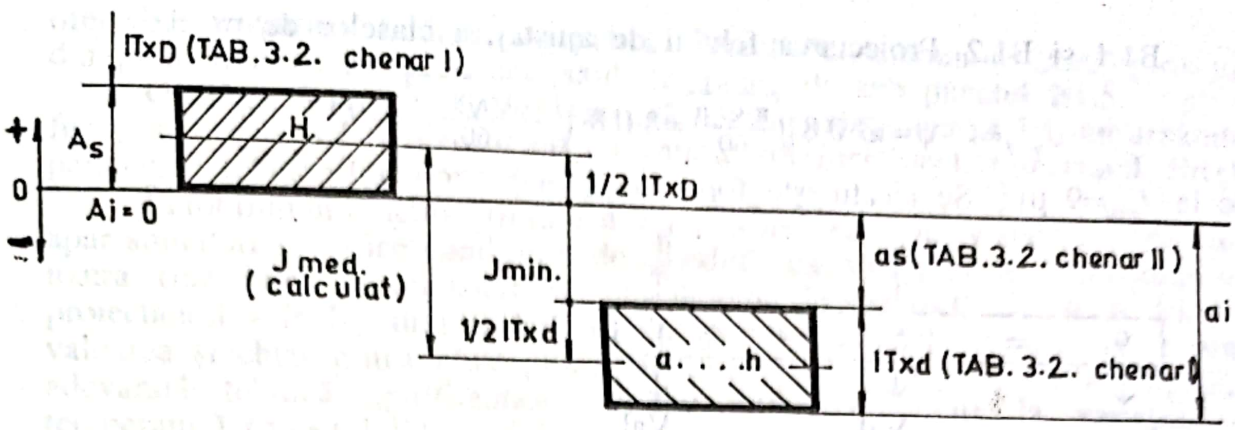


Fig. 3.11. Reprezentarea simplificată a ajustajului cu joc.

$$J_{med}=\frac{J_{max}+J_{min}}{2};\ \text{și din: } T_{aj}=J_{max}-J_{min}=T_D+T_d;$$

$$J_{max}=J_{min}+T_D+T_d;\quad J_{med}=\frac{J_{min}+T_D+T_d+J_{min}}{2};$$

dacă: $T_D=T_d=IT_x$; $J_{med}=\frac{2J_{min}+2IT_x}{2}$;

$$J_{med}=J_{min}+IT_x,\ \text{sau}\ J_{med}=|a_s|+IT_x,$$

în legătură cu care se stabilește „cheia" de utilizare a abacei (din TAB. B 3.2):

literă cifră

$$[\ J_{med}\ =\ J_{min}\ +\ IT_x\ ] \qquad (3.1.12)$$

valoare calculată din $J_{med}=\varnothing\cdot\psi$ | $|a_s|$ valoare chenar II | valoare chenar I

Cu alte cuvinte, jocul mediu calculat este egal cu jocul minim (valoare din chenarul II al tabelului 3.2 sub formă de $|a_s|$, care pe verticală corespunde unei litere), aceasta va fi litera de simbol al felul de ajustaj proiectat, plus un câmp de toleranță IT_x, care se găsește în chenarul I al tabelului 3.2, și căruia îi corespunde pe verticală o cifră. Aceasta va fi cifra de simbol care reprezintă precizia (clasa de precizie) a ajustajului proiectat.

Observație: Condiția „cheie" este ca: $|a_s|\approx IT_x$ sau $a_s > IT_x$, cu condiția ideală ca cele două valori să fie cât mai apropiate.

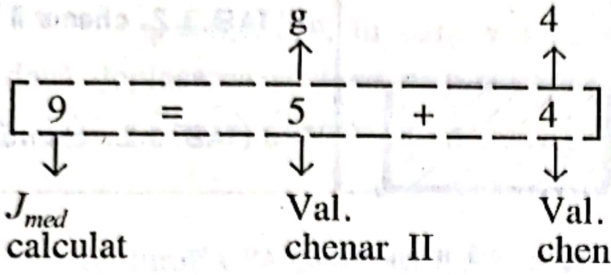
Exemplu: Un lagăr de alunecare cu diametrul $\varnothing$=8 mm funcționează cu n=10.000 rot/min. Să se determine toate caracteristicile cuprinse între punctele B1.1 și B1.8.

Scanned with OKEN Scanner

B1.1 şi B1.2. Proiectarea felului de ajustaj, a claselor de precizie:

$$J_{med}=\varnothing\cdot\psi=\varnothing\cdot 0{,}8\sqrt[4]{\frac{\pi\cdot\varnothing\cdot n}{60}}=8\cdot 0{,}8\cdot\sqrt[4]{\frac{\pi\cdot 0{,}008\cdot 10^4}{60}}=9{,}15\ \mu m$$

Se ia J_{med}=9 μm. Se alcătuieşte formula „cheie".



J_{med} calculat — Val. chenar II — Val. chenar I

Considerând asamblarea în sistem de ajustaj cu alezaj unitar, ajustajul proiectat va fi:

$$\varnothing 8\frac{H4}{g4}.$$

B1.3. Determinarea abaterilor de dimensiune:

Din fig. 3.9 şi 3.11 rezultă valorile următoare pentru cele patru abateri ale ajustajului: A_i=0 (prin definiţie din condiţia de ajustare în sistem de alezaj unitar); $A_s=IT_x$, mărime cuprinsă în chenarul I (tab. 3.2); a_s, abaterea fundamentală a arborelui, este redată în chenarul II (tab. 3.2); $a_i=-(|a_s|+IT_x)$. Pentru ajustajul $\varnothing H4/g4$: A_i=0; $A_s=IT_4$=4 μm; a_s=–5 μm; a_i=–(5+4)=–9 μm.

B1.4. Calculul caracteristicilor de asamblare:

$$J_{max}=A_s-a_i=4-(-9)=13\ \mu m;\ J_{min}=A_i-a_s=0-(-5),$$

$$J_{min}=5\ \mu m;\ J_{med}=\frac{J_{max}+J_{min}}{2}=9\ \mu m$$ (deci identic cu cel stabilit prin calcul).

B1.5; B1.6; B1.7. Corecţiile la ajustajul cu joc.

Ajustajul proiectat conform formulei de calcul al jocului mediu şi utilizând TAB. B (3.2), nu ţine seama de „zestrea genetică" pe care asamblarea a dobândit-o la *prelucrare* (cap. 1 par. 1.1.7), conform căreia s-a dovedit o amplasare preferenţială diferită a abaterilor în câmpul de toleranţă. Or, unele distribuţii excesiv extremiste prin asimetria lor (cap. 1.1.7.2), sau chiar în cazul unor devieri a distribuţiilor preferenţiale, cu o mai mică asimetrie (cap. 1.1.7.3), denaturează grav caracteristicile efective de asamblare, prin devierea valorilor lor sau, şi mai primejdios, prin modificarea naturii caracteristicii de asamblare. Autorul are convingerea (provenindă din aserţiuni preliminarii şi, mai ales, din experienţe efectuate asupra unui număr remarcabil de piese), că se pun baze unui nou domeniu, cel al teoriei genetice a ajustajelor. Astfel (proiectarea preciziei de prelucrare + tehnologia de prelucrare + criteriile statistice de asamblare), întreg grupul având calitatea de „genitori", adică cei care generează, pe de o parte, iar pe de altă parte: (ajustajele rezultate) care au caracterul de „descendenţi", adică cei care au fost generaţi (cei care constituie elementele marcate de zestrea

Scanned with OKEN Scanner

oferită), constituie o înlănțuire genetică. Corecția unor anumite „tare" provenite din prelucrare va constitui subiectul de tratare de sub punctul B1.5.

Odată edificat un ajustaj, urmează desigur integrarea sa într-un ansamblu funcțional, care va fi învestit cu un anumit rol funcțional, respectând, firește, parametrii tehnico-funcționali scontați.

În tot timpul funcționării (adică în întreg intervalul de „viață" al ajustajului), apar solicitări specifice condițiilor de „mediu", ca: variațiile de temperatură sau uzura (mai ales a rugozităților suprafețelor în contact). Prevenit fiind – proiectantul – în legătură cu solicitările specifice funcționale, care ar denatura valoarea și chiar grupa ajustajului, adoptă o conduită reparatorie anticipată, o adevărată tehnică „profilactică". Astfel aplică corecțiile la variațiile de temperatură (punctul B1.6) și la uzura rugozității (punctul B1.7).

Toate cauzele care au influență asupra asamblărilor, aduc efecte care se manifestă prin variații ale dimensiunilor piesei. Astfel, într-un areal al unor mărimi tolerate, prin proiectare, condiția „IDEALĂ" este ca fiecare mărime să rezulte la valoarea medie, de unde, și după conjugarea pieselor perechi, vor rezulta ajustaje cu valoare medie a caracteristicii de asamblare (fapt care îndeplinește de asemenea condiția ideală). Astfel, la un ajustaj cu joc, condiția de „PIESE BUNE" este:

$$D_{max} \geq D_E \geq D_{min} \text{ și } d_{max} \geq d_E \geq d_{min},$$

condiție din care rezultă și satisfacerea dezideratului de „AJUSTAJ BUN":

$J_{max} > J_{Emax} > J_{Emin} > J_{min}$, cu alte cuvinte, caracteristica de asamblare variază între două limite extreme (J_{max} și J_{min}), adică într-o toleranță cu joc:

$$T_j = J_{max} - J_{min}.$$

Condiția „IDEALĂ"[*1]:

$$D_{max} > D_{med} > D_{min};\ d_{max} > d_{med} > d_{min},$$

unde ajustajele vor rezulta la valoarea medie a caracteristicii de asamblare:

$$J_{max} = J_{med} = J_{min},$$

$$J_{med} = D_{med} - d_{med},$$

dacă: $J_{max} = J_{min}$: $T_j = J_{max} - J_{min} = 0$. Deci, „teoretic", dacă toate piesele ar rezulta la valoarea medie (D la D_{med}: $T_D = 0$); (d la d_{med}: $T_d = 0$) ($T_{aj} = 0$), asamblările rezultate ar avea calitatea de PRECIZIE ABSOLUTĂ.

Desigur, în mod practic, este imposibil (și paradoxal nici nu este imperios necesar), să se asigure condițiile teoretice de mai sus. Prin CORECȚIILE care se aplică conform tratării subiectelor respective în prezenta lucrare (metode originale ale autorului), se asigură *amplasarea către valorile medii ale caracteristicilor de asamblare,* desigur cu mici variații, cuviincios reprezentate valoric și, mai ales, fără să pricinuiască perturbații în concluziile statistice ale conduitei de decizie. Pe lângă corecțiile tratate în prezenta lucrare, autorul stabilește o serie de metode

*1 Discuția se pune aici, având caracterul exclusiv teoretic.

Scanned with OKEN Scanner

originale de proiectare a parametrilor aferenţi preciziei de prelucrare a pieselor perechi.

În fig. 3.12 sunt reprezentate variaţiile posibile ale jocului, în funcţie de semnul variaţiei piesei ($\pm\Delta D$; $\pm\Delta d$). Variaţiile, în valoare absolută, depind desigur şi de valorile unor parametri diverşi, fapt care va fi tratat în continuare.

Din fig. 3.12 decurg următoarele relaţii:

Cazul ① $\Delta D>0$; $\Delta d>0$:

$$J_P=J_i=D-d;\ J_e=J_f=D+\Delta D-(d+\Delta d);\ \Delta J=J_f-J_i,$$

$$\Delta J=D+\Delta D-d-\Delta d-D+d=\Delta D-\Delta d$$

$$\boxed{\Delta J=\Delta D-\Delta d.}$$

Cazul ② $\Delta D<0$; $\Delta d<0$:

$$J_P=J_i=D-d;\ J_e=J_f=D-(-\Delta D)-d+(-\Delta d)=D+\Delta D-d-\Delta d,$$

$$\Delta J=J_f-J_i=D+\Delta D-d-\Delta d-D+d=\Delta D-\Delta d,$$

$$\boxed{\Delta J=\Delta D-\Delta d}$$

Cazul ③ $\Delta D>0$; $\Delta d<0$:

$$J_P=J_i=D-d;\ J_e=J_f=D+\Delta D-d-\Delta d,$$

$$\Delta J=J_f-J_i=D+\Delta D-d-\Delta d-D+d=\Delta D-\Delta d,$$

$$\boxed{\Delta J=\Delta D-\Delta d.}$$

Cazul ④ $\Delta D<0$; $\Delta d>0$:

$$J_P=J_i=D-d;\ J_e=J_f=D-(-\Delta D)-(d+\Delta d)=D+\Delta D-d-\Delta d,$$

$$\Delta J=J_f-J_i=D+\Delta D-d-\Delta d-D+d=\Delta D-\Delta d,$$

$$\boxed{\Delta J=\Delta D-\Delta d.}$$

În fig. 3.12 toate cele patru cazuri pot fi valabile pentru variaţia termică (ΔJ_t), şi anume:

Cazul ①:

$\Delta D>0$; $t_D>t_o$; din $\Delta D=D\cdot\alpha_D(t_D-t_o)$; $t_o=20$ °C,

$\Delta d>0$; $t_d>t_o$: din $\Delta d=d\cdot\alpha_d(t_d-t_o)$.

Cazul ②:

$\Delta D<0$; $t_D<20$ °C: din $\Delta D=D\cdot\alpha_D(t_D-t_o)$,

$\Delta d<0$; $t_d<20$ °C: din $\Delta d=d\cdot\alpha_d(t_d-t_o)$.

Cazul ③:

$\Delta D>0$ (ca şi la cazul ①),

$\Delta d<0$ (ca şi la cazul ②).

Scanned with OKEN Scanner

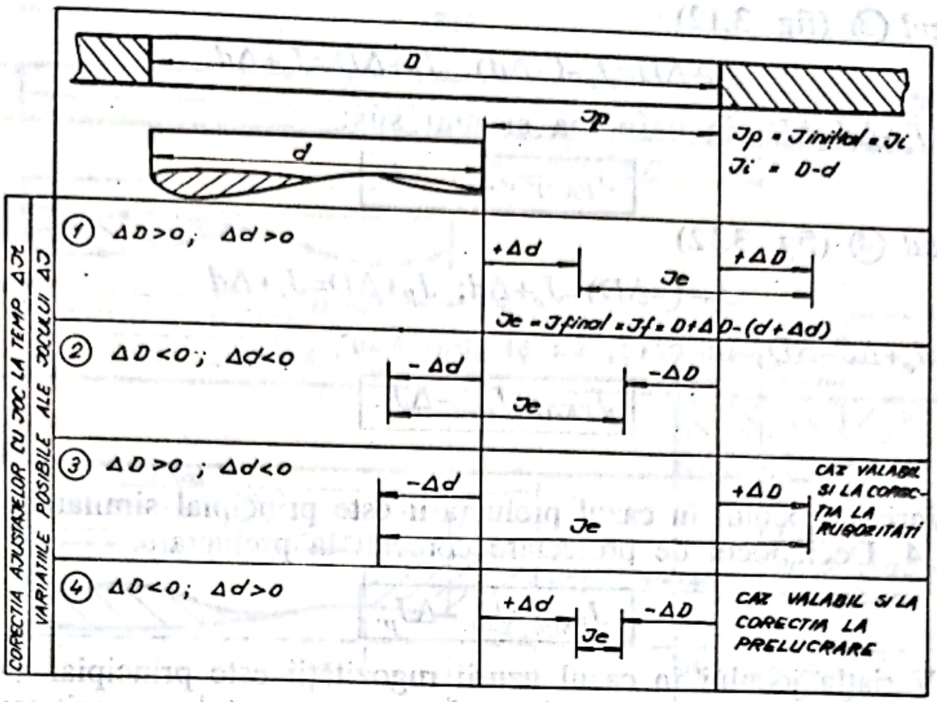


Fig. 3.12. Variaţiile posibile ale jocului.

Cazul ④:

$\Delta D<0$ (ca şi la cazul ②),

$\Delta d>0$ (ca şi la cazul ①).

În concluzie: variaţia termică a jocului:

$$\boxed{\Delta J_t=\Delta D-\Delta d} \qquad (3.1.13)$$

unde $\Delta D=D\alpha_D(t_D-t_o)$; $\Delta d=d\alpha_d(t_d-t_o)$ (vezi cap. 1.1.8, ajustaje termice).

B1.6. *CORECŢIA LA VARIAŢIA TERMICĂ:*

Cazul ① (din fig. 3.12)

$J_P+\Delta D=J_e+\Delta d$; $J_P=J_e+\Delta d-\Delta D$, formulă în care: jocul de exploatare „ideal" sau cel puţin „optim" este *jocul mediu.* Dacă se identifică deci: $J_e=J_{optim}=J_{med}$, se realizează corecţia la temperatură a jocului de proiectare $J_{PK(t)}$:

$J_{PK(t)}=J_{med}+\Delta d-\Delta D$, în care: $+\Delta d-\Delta D=-\Delta J$,

$$\boxed{J_{PK(t)}=J_{med}-\Delta J_t.} \qquad (3.1.14)$$

Cazul ② (fig. 3.12)

$$J_P-(-\Delta D)=J_e-(-\Delta d);\ J_P+\Delta D=J_e+\Delta d,$$

$J_P=J_e+\Delta d-\Delta D$, în care, ca şi mai sus:

$$\boxed{J_{PK(t)}=J_{med}-\Delta J_t.} \qquad (3.1.14)$$

Scanned with OKEN Scanner

Cazul ③ (fig. 3.12)

$$J_P+\Delta D=J_e-(-\Delta d);\ J_P+\Delta D=J_e+\Delta d,$$

$J_P=J_e+\Delta d-\Delta D$, în care, ca şi mai sus:

$$\boxed{J_{PK(t)}=J_{med}-\Delta J_t.} \qquad (3.1.14)$$

Cazul ④ (fig. 3.12)

$$J_P-(-\Delta D)=J_e+\Delta d;\ J_P+\Delta D=J_e+\Delta d$$

$J_P=J_e+\Delta d-\Delta D$, în care, ca şi mai sus:

$$\boxed{J_{PK(t)}=J_{med}-\Delta J_t.} \qquad (3.1.14)$$

Observaţii:

I. Variaţia jocului în cazul prelucrării este principial similară cu schema din cazul 4. Deci, jocul de proiectare corectat la prelucrare:

$$\boxed{J_{PK(p)}=J_{med}-\Delta J_p.} \qquad (3.1.15)$$

II. Variaţia jocului în cazul uzurii rugozităţii este principial similară cu schema din cazul 3. Deci, jocul de proiectare corectat la rugozitate:

$$\boxed{J_{PK(R)}=J_{med}-\Delta J_R.} \qquad (3.1.16)$$

Corecţiile jocului la prelucrare (p), la temperatura (t) şi la rugozitate (R) sunt:

$$K_{(p)(t)(R)}=-\Delta J_p-\Delta J_t-\Delta J_R,$$

care se percep jocului mediu (Jmed), obţinându-se formula generală a corecţiei:

$$\boxed{\boxed{J_{PK(p)(t)(R)}=J_{med}-\Delta J_p-\Delta J_t-\Delta J_R}} \qquad (3.1.17)$$

Deoarece, în rândurile anterioare (şi în cadrul cap. 1.1.8, „ajustaje termice"), valoarea variaţiei jocului la temperatură (ΔJ_t) a fost stabilită sub forma:

$$\Delta J_t=\Delta D-\Delta d=D\alpha_D(t_D-t_o)-d\alpha_d(t_d-t_o),$$

urmează a determina valorile: *variaţiei jocului la prelucrare* (ΔJ_p) şi anume, la reglarea automată ($\Delta J_{p\,@}$); la reglarea manuală ($\Delta J_{p\,ⓜ}$) şi la montaj mixt ($\Delta J_{p\,ⓜⓧ}$) şi, de asemenea, se va stabili valoarea *variaţiei jocului la uzura rugozităţii* (ΔJ_R):

În fig. 3.13, sunt reprezentate variaţiile jocului datorită prelucrării cu reglări ⓐ, ⓜ şi ⓜⓧ şi cele datorită uzurii rugozităţii.

B1.5. CORECŢIA LA REGLAREA MAŞINILOR LA PRELUCRARE

(Este notată în ordine cronologică (B1.5), deoarece se va trata înaintea corecţiei la temperatură (B1.6). Aceasta pentru a uniformiza cazurile eterogene de la cap. 1.1.8 „ajustaje termice". *Prin aplicarea corecţiei la reglarea la prelucrare, ca primă faza de calcul, se plasează ajustajele către caracteristica medie de asamblare* (J_{med}).Trecând apoi la corecţia termică, toate cazurile se tratează ca şi la prelucrarea automată).

Scanned with OKEN Scanner

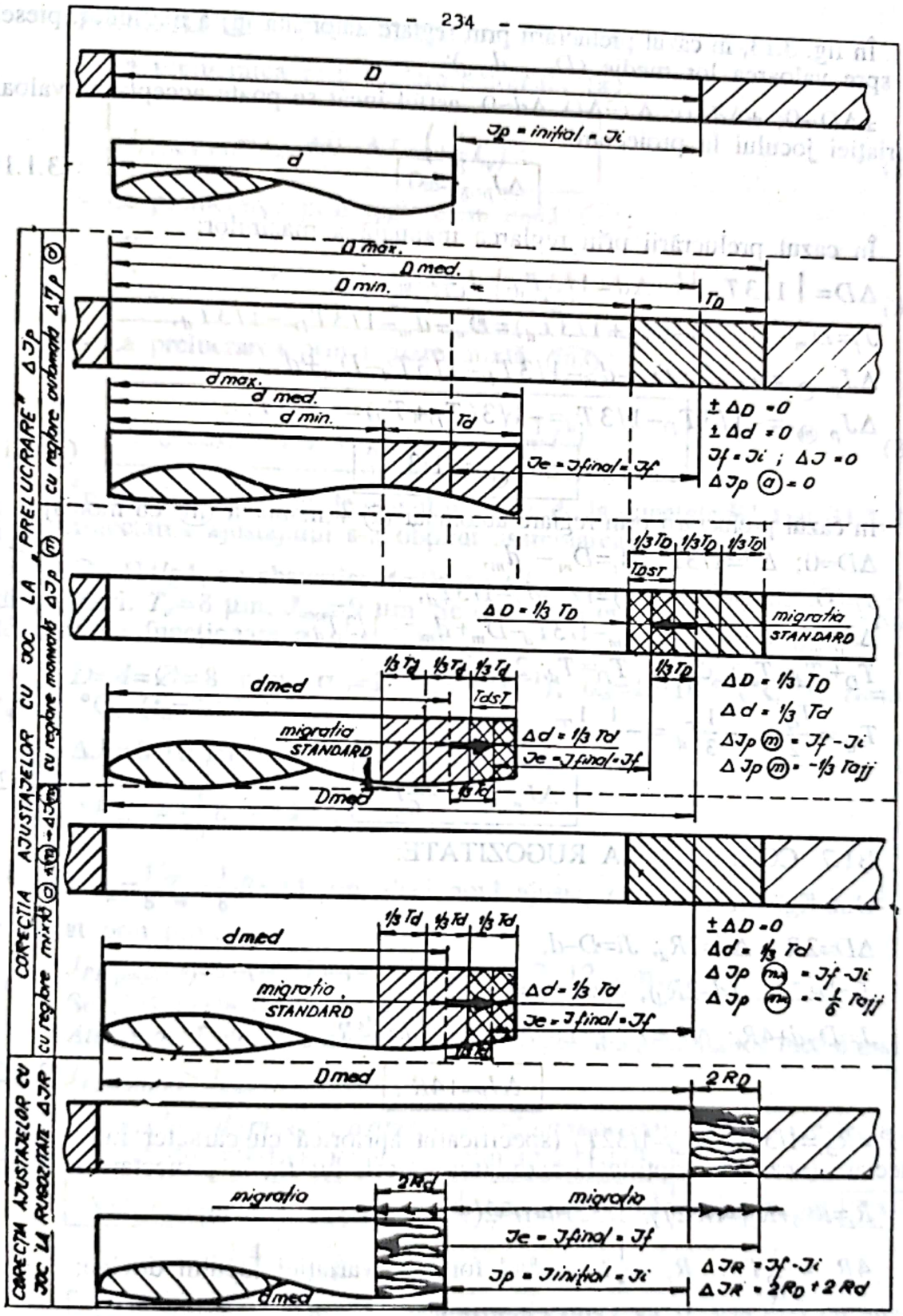


Fig. 3.13. Variațiile jocului la reglarea la prelucrare și datorită rugozității.

Scanned with OKEN Scanner

În fig. 3.13, în cazul prelucrării prin reglare automată ⓐ a maşinilor, piesele tind spre valoarea lor medie (D_{med}; d_{med}):

$\pm\Delta D \simeq 0$; $\pm\Delta d \simeq 0$; $\Delta J = \Delta D - \Delta d \approx 0$, astfel încât se poate accepta ca valoare a variaţiei jocului la proiectare:

$$\boxed{\Delta J_{p\,@} = \pm 0} \qquad (3.1.18)$$

În cazul prelucrării prin reglarea manuală a maşinilor:

$\Delta D = |\,1/3\,T_D\,|$; $\Delta d = 1/3\,T_d$; $J_i = D_m - d_m$,

$J_f = D_m - 1/3\,T_D - (d_m + 1/3\,T_d) = D_m - d_m - 1/3\,T_D - 1/3\,T_d$,

$\Delta J_{p\,(m)} = J_f - J_i = D_m - d_m - 1/3\,T_D - 1/3\,T_d - D_m + d_m$,

$\Delta J_{p\,(m)} = -1/3\,T_D - 1/3\,T_d = -1/3\,(T_D + T_d) = -1/3\,T_{aj}$,

$$\boxed{\Delta J_{p\,(m)} = -1/3\,T_{aj}} \qquad (3.1.19)$$

În cazul prelucrării prin reglare automată ⓐ + manuală ⓜ cu montaj mixt:

$\Delta D \approx 0$; $\Delta d = 1/3\,T_d$; $J_i = D_m - d_m$,

$J_f = D_m \pm 0 - (d_m + 1/3\,T_d) = D_m - d_m - 1/3\,T_d$,

$\Delta J_{p\,(mx)} = J_f - J_i = D_m - d_m - 1/3\,T_d - D_m + d_m = -1/3\,T_d$,

$T_D + T_d = T_{aj}$; dacă: $T_D = T_d$; $2T = T_{aj}$;

$$T_d = \frac{T_{aj}}{2};\quad -\frac{1}{3}T_d = -\frac{1}{3}\cdot\frac{1}{2}T_{aj} = -\frac{1}{6}T_{aj},$$

$$\boxed{\Delta J_{p\,(mx)} = -\frac{1}{6}T_{aj}} \qquad (3.1.20)$$

B1.7. CORECŢIA LA RUGOZITATE:

Din fig. 3.13:

$\Delta D = 2R_D$; $\Delta d = 2R_d$; $Ji = D - d$,

$J_f = D + 2R_D - (d - 2R_d)$, dacă $R_D = R_d = R_z$,

$J_f = D - d + 4R_z$; $\Delta J_R = J_f - J_i = D - d + 4R_z - D + d = +4R_z$,

$$\boxed{\Delta J_R = +4R_z,} \qquad (3.1.21)$$

dar $R_z = R_{zD} = 1/32\,T_D = R_{zd} = 1/32\,T_d$ (specificaţia apriorică cu caracter informativ la proiectare (vezi prescripţiile la acordarea valorii lui R_z, la proiectare)). Atunci:

$R_z = R_{zD} + R_{zd} = 1/32\,T_D + 1/32\,T_d = 1/32\,(T_D + T_d) = 1/32\,T_{aj}$,

$4R_z = \frac{4}{32}T_{aj}$; $R_z = \frac{1}{8}T_{aj}$, când formula variaţiei jocului devine:

$$\boxed{\Delta J_R = \frac{1}{8}T_{aj}} \qquad (3.1.22)$$

Scanned with OKEN Scanner

FORMULELE DE CORECŢIE

– La prelucrarea prin reglare automată (a):

$$J_{PK(pa)(t)(R)} = J_{med} \pm 0 - \Delta J_t - \left(+\frac{1}{8} T_{aj}\right); \quad (3.1.23)$$

– La prelucrarea prin reglare manuală (m):

$$J_{PK(pm)(t)(R)} = J_{med} - \left(-\frac{1}{3} T_{aj}\right) - \Delta J_t - \left(+\frac{1}{8} T_{aj}\right) \quad (3.1.24)$$

– La prelucrarea prin reglare mixtă (mx):

$$J_{PK(pmx)(t)(R)} = J_{med} - \left(-\frac{1}{6} T_{aj}\right) - \Delta J_t - \left(+\frac{1}{8} T_{aj}\right) \quad (3.1.25)$$

În cazul exemplului de calcul numeric de la punctele B1.1 şi B1.2, la care prin proiectarea ajustajului s-a obţinut asamblarea:

∅8 H4/g4, cu abaterile: A_i=0; A_s=+4 μm; a_s=–5 μm; a_i=–9 μm. Rezultă din abateri: T_{aj}=8 μm; J_{med}=9 μm. Se consideră următoarele valori ale condiţiei termice de funcţionare a ajustajului:

$D=d=\varnothing=8$ mm; $\alpha_D=10\cdot10^{-6}$ (°C^{-1}); $\alpha_d=15\cdot10^{-6}$ (°C^{-1}); t_D=30 °C; t_d=35 °C; (t_0=20 °C);

$\Delta J_t=8\cdot10\cdot10^{-6}\cdot10-8\cdot15\cdot10^{-6}\cdot15=-1$ μm,

$\Delta J_{(pm)}=-\frac{1}{3}8=-2{,}7$ μm,

$\Delta J_R=\frac{1}{8}T_{aj}=\frac{1}{8}\cdot8=+1$ μm, deci noul ajustaj corectat va avea jocul mediu corectat prin proiectare:

$J_{PK(pm)(t)(R)}=9-(-2{,}7)-(-1)-(+1)=11{,}7\approx12$ μm,

Se alcătuieşte din nou „formula cheie".

Atenţiune: Datorită corecţiei ajustajul urmează a avea un joc mediu mai mare:

$J_{K(pm)(t)(R)}>J_{med}$

12>9, *clasa de precizie a ajustajului rămâne aceeaşi,* natural, creşterea de joc se va admite din mărirea jocului minim ($J_{min}=|a_s|$);

Val. calculată=Val. chenar I+| Val. chenar II | consultând TAB. B:

c1.4 fg

12 = 4 + 8 , deci ajustajul corect va fi: ∅8 $\frac{H4}{fg4}$ cu abaterile:

ct.

Scanned with OKEN Scanner

A_i=0; A_s=4 μm; a_s=–8 μm; a_i=–12 μm, cu

J_{max}=16 μm; J_{min}=8 μm; J_{med}=12 μm,

identic cu cel calculat prin corecție.

Condițiile corective însumate algebric, reclamă un joc mediu mai mare: 12 μm în loc de 9 μm. Proiectantul va prescrie ajustajul rezultat prin corecție, urmând ca în condițiile pe care le oferă prelucrarea prescrisă și factorii tehnici-funcționali, asamblarea să funcționeze la jocul mediu scontat J_{med}=9 μm:

$$J_{PK(pm)(t)(R)}=J_{med}-\Delta J_p-\Delta J_t-\Delta J_R,$$

$$-J_{med}=-J_{pK(pm)(t)(R)}-\Delta J_p-\Delta J_t-\Delta J_R,$$

$$J_{med}=J_{PK(pm)(t)(R)}+\Delta J_p+\Delta J_t+\Delta J_R,$$

$$9=12+(-2,7)+(-1)+(+1)=9,3\cong 9\ \mu m,$$

(diferența de 0,3 μm este datorată rotunjirii inițiale: 11,7≈12).

Observație: O problemă deosebit de importantă este aceea a creșterii jocului de exploatare $J_f > J_i$; $\Delta J > 0$. Acest fapt intervine atunci când parametrii care diminuează jocul corectat sunt negativi, sau ținând seama de contribuția terță ($p+t+R$), una dintre variații de joc este nulă: ΔJ_p=0 (la prelucrarea automată), aceasta nu poate fi în nici un caz situată în domeniu și mai defavorabil (adică pozitivă). A doua variație a jocului $\Delta J_t > 0$ (fapt manifest într-o frecvență mai mare decât aceea a lui ΔJ_t<0) și rugozitatea $R_z \geq \frac{1}{32} T_{piesă}$; atunci prin corecție se determină un joc de proiectare corectat mai mic, valoarea lui putând să scadă sub jocul minim, sau mai grav să tindă către zero, sau dezastruos să se transforme în joc negativ, adică într-o strângere. Acest ajustaj este inutilizabil, el nu se poate mobiliza (se gripează) și nu este capabil să ajungă prin funcționare (adică prin mobilitate), la parametrii tehnico-funcționali.

De exemplu, același ajustaj din cadrul exemplului anterior ∅8 H4/g4, având următorii parametri care contribuie la mărirea jocului:

→ prelucrare automată ⓐ $\Delta J_{p@}$=0;

→ $\Delta D > \Delta d$: $\Delta J > 0$ deci jocul crește:

$$D=d=\varnothing=8\ mm;\ \alpha_D=20\cdot10^{-6}\ (°C^{-1});$$
$$\alpha_d=10\cdot10^{-6}\ (°C^{-1}),\ t_D=40\ °C;\ t_d=25\ °C$$

de unde:

$$\Delta J_t=8\cdot20\cdot10^{-6}\cdot20-8\cdot10\cdot10^{-6}\cdot5=2,8\ \mu m\cong 3\ \mu m,$$
$$\Delta J_R=+1\ \mu m.$$

Jocul de proiectare corectat:

$$J_{PK(pa)(t)(R)}=J_{med}-\Delta J_{p@}-\Delta J_t-\Delta J_R$$
$$J_{PK(pa)(t)(R)}=9-0-3-1=5\ \mu m,$$

adică jocul de proiectare a scăzut până la jocul minim a_s=–5 μm; $|a_s|=J_{min}$=5 μm, când calculul analitic arată situarea într-o soluție imposibilă:

$$J_{PK(pa)(t)(R)}=\text{Val. chenar I}+|\text{Val. chenar II}|$$

Scanned with OKEN Scanner

Val. chenar I, adică IT_x rămâne cel calculat înainte de corecţie. Aşa cum s-a mai arătat jocul va varia pe seama valorii din chenarul II, luată ca mărime absolută (ca joc minim: $|a_s|=J_{min}$),

c1.4 h

5 = 4 + 1 unde jocul minim reprezintă o valoare derizorie tinzând către zero, ajustajul identificându-se cu ajustajul "alunecător" H/h, care nu prezintă proprietăţi de mobilitate. Situaţia putea fi şi mai problematică dacă $J_{PK(pa)(t)(R)} < 5\mu m$.

4=4+0; 3=4–1 (un ajustaj cu jocul minim: $J_{min}=-1$ μm este un ajustaj cu strângere).

Aici soluţia face parte din domenii care nu fac obiectul conţinutului lucrării de faţă şi anume:

– se prevăd materiale pentru alezaje cu α_D mai mici (cât mai apropiaţi de cei ai arborelui);

– se asigură răcirea alezajului de la $t_D=40\,°C$ la $t_D=t_d$, sau şi mai bine $t_D=20\,°C$, când primul termen se anulează şi ΔJ_t va deveni negativ: $\Delta J_t=D\cdot\alpha_D\cdot(t_D-t_0)-d\cdot\alpha_d\cdot(t_d-t_0)$, dacă $t_D=t_0$: $\Delta J_t=-d\cdot\alpha_d\cdot(t_d-t_0)$, valoarea care în formula jocului de proiectare corectat va mări jocul. Reluând exerciţiul cu:

$$\Delta J_t=-8\cdot10\cdot10^{-6}\cdot5=-0{,}4\ \mu m \text{ când:}$$

$$J_{PK(pa)(t)(R)}=J_{med}-\Delta J_{pa}-\Delta J_t-\Delta J_R,$$

$$J_{PK(pa)(t)(R)}=9-0-(-0{,}4)-1=8{,}4\cong9\ \mu m,$$

deci fără corecţie şi în consecinţă fără riscul de a propune un joc de proiectare prea mic (nul, sau mai ales negativ).

Considerând un alt exemplu, fie ajustajul $\varnothing48\frac{H6}{g6}$, care funcţionează la turaţia de 100 rot/min. Abaterile acestui ajustaj sunt: $A_i=0$; $A_s=16$ μm; $a_s=-9$ μm; $a_i=-25$ μm, iar caracteristicile de asamblare, extreme şi medie: $J_{max}=41$ μm; $J_{min}=|a_s|=9$ μm, $J_{med}=25$ μm (fig. 3.14).

Ajustajul are următorii parametri care contribuie la mărirea jocului:

a) prelucrare automată Ⓐ: $\Delta J_{(pa)}=\pm0$;

b) $\Delta D > \Delta d$, $\Delta J > 0$, deci jocul creşte;

$D=d=\varnothing=48$ mm; $\alpha_D=20\cdot10^{-6}\ °C^{-1}$; $\alpha_d=10\cdot10^{-6}\ °C^{-1}$, $t_D=40\ °C$; $t_d=30\ °C$,

de unde: $\Delta J_t=D\cdot\alpha_D\cdot(t_D-t_0)-d\cdot\alpha_d\cdot(t_d-t_0)=48\cdot20\cdot10^{-6}\cdot20-48\cdot10\cdot10^{-6}\cdot10=0{,}0144$ mm

$\Delta J_t\cong14$ μm

c) $R_{zD}=R_{zd}=0{,}5$ μm, deci $\Delta J_R=+2$ μm

Jocul de proiectare va fi:

$J_{P(pa)(t)(R)}=J_{med}-\Delta J_{pa}-\Delta J_t-\Delta J_R,$

Scanned with OKEN Scanner

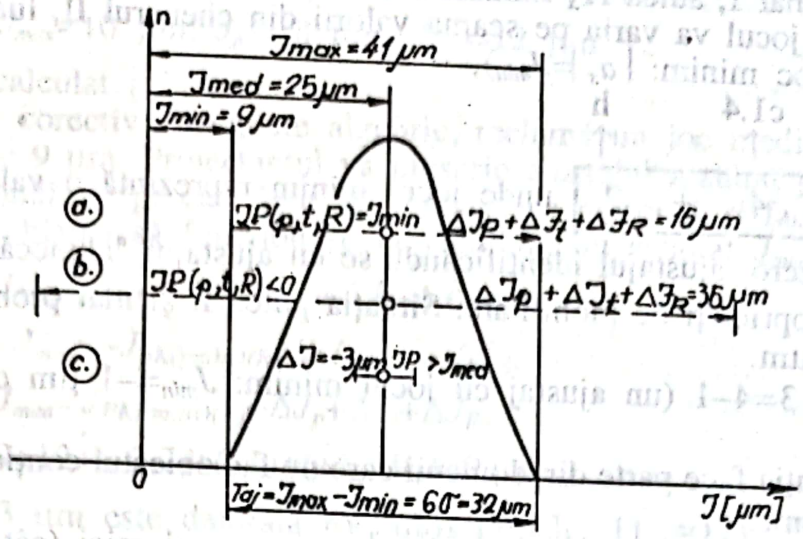


Figura 3.14.

J_P=25–(±0)–14–2=9 μm, adică jocul de proiectare a scăzut până la jocul minim J_{min}=| a_s |=9 μm (3.14 a), când calculul analitic arată situarea într-o soluţic imposibilă: $J_{P(pa)(t)(R)}=IT_x+|\ a_i\ |$

IT_x rămâne cel calculat înainte de corecţie (16μm). Modificarea jocului se va realiza pe seama variaţiei valorii | a_i |=J_{min}.

9=16+? (o valoare negativă)

Un ajustaj cu jocul minim negativ este însă un ajustaj cu strângere, natura caracteristicii de asamblare fiind astfel alterată.

Situaţia poate fi şi mai problematică, dacă $J_{P(pa)(t)(R)}$ devine mai mic tinzând spre zero sau devenind chiar negativ. Pentru exemplul de mai sus, se poate ajunge în această situaţie când condiţiile funcţionale ar fi: t_D=60 °C; t_d=30 °C, $\alpha_D=20\cdot10^{-6}$ °C^{-1}; $\alpha_d=10\cdot10^{-6}$ °C^{-1}. În această situaţie ΔJ_t=+33,6 μm, iar jocului mediu corectat (jocul de proiectare) este:

$$J_{P(pa)(t)(R)}=25-(\pm0)-34-2=-11\ \mu m\ (3.14.\ b)$$

Pentru a ieşi din impas, ca şi în exemplul anterior, se prevăd materiale pentru alezaj cu α_D mai mici (cât mai apropiaţi de cei ai arborelui) şi se asigură răcirea alezajului de la t_D=40 °C la t_D=t_d, sau şi mai bine t_D=20 °C, când primul termen se anulează şi ΔJ_t va deveni negativ. Această valoare, în formula jocului de proiectare corectat va mări jocul.

Reluând exerciţiul, $\Delta J_t=-48\cdot10\cdot10^{-6}\cdot10=-0{,}0048$ mm=–4,8 μm, iar $J_{P(pa)(t)(R)}$=25–(±0)–(–4,8)–2=27,8 μm (fig. 3.14 c) nemaiexistând astfel riscul de a propune un joc de proiectare prea mic.

B1.7. Transformarea din sistem de ajustaj cu alezaj unitar, în sistem de ajustaj cu arbore unitar (cazul intervine în situaţia în care, la alegerea sistemului de ajustaj, ar fi rezultat opţiunea asupra sistemului de ajustaj cu arbore unitar, deci ajustajul ar fi fost Ø8 G4/h4). (s-a considerat ajustajul necorectat).

Din figura 3.15, se deduc: a_s=0; $a_i=-IT_x$; $A_i=J_{min}$; $A_s=J_{min}+IT_x$, care la ajustajul de mai sus:

Scanned with OKEN Scanner

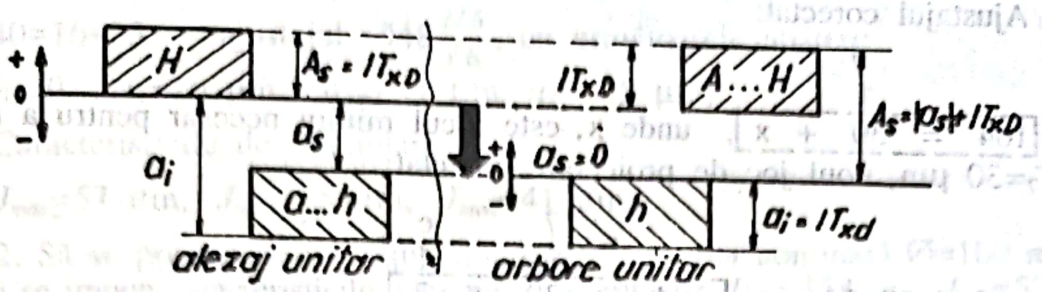


Fig. 3.15. Transformarea din alezaj unitar în arbore unitar, la ajustajele cu joc

a_s=0; a_i=–4 μm; A_i=5 μm; A_s=9 μm, cu caracteristicile de asamblare: $J_{max}=A_s-a_i=9-(-4)=13$ μm; $J_{min}=A_i-a_s=5-0=5$ μm şi $J_{med}=9$ μm.

Observaţie: În cazul în care cele două clase de precizie nu sunt egale, piesa îşi păstrează clasa: H7/g6 → G7/h6.

B1.8. Trecerea abaterilor pe desen (vezi fig. 1.10.).

Alte exemple de calcul se tratează similar:

Se dă ajustajul fus – cuzinet, la lagărul unei turbine cu abur, cu următoarele date:

∅=70 mm; n=400 rot/min; $R_D=R_d=R_z=1$ μm;

t_D=25 °C; t_d=50 °C; $\alpha_D=10\cdot10^{-6}$ °C^{-1}; $\alpha_d=15\cdot10^{-6}$ °C^{-1}.

Prelucrarea se face prin reglare manuală.

Rezolvare: B1.1 şi B1.2:

$$J_{med}=\varnothing\cdot\psi=70\cdot0{,}8\cdot\sqrt[4]{\frac{\pi\cdot0{,}07\cdot400}{60}}=61\ \mu m$$

$\boxed{61 = 30{,}5 + 30{,}5}$ (Tab. 3.2. continuare) deci ajustajul este ∅70H7/f7.

B1.3.: A_i=0; A_s=30 μm; a_s=–30 μm; a_i=–60 μm.

B1.4.: $J_{max}=30-(-60)=90$ μm; $J_{min}=0-(-30)=30$ μm; $J_{med}=60$ μm.

B1.5, B1.6, B1.7. Corecţia ajustajului la: prelucrare, la temperatură şi la rugozitate:

Jocul mediu: J_{med}=60 μm.

$\Delta J_{(pm)}=-1/3\ T_{aj}=-1/3\cdot60=-20$ μm;

$\Delta J_{(t)}=70\cdot10\cdot10^{-6}\cdot5-70\cdot15\cdot10^{-6}\cdot30=-28$ μm;

$\Delta J_{(R)}=+4R_z=+4$ μm.

$J_{PK(pm)(t)(R)}=60-(-20)-(-28)-(+4)=104$ μm

Scanned with OKEN Scanner

Ajustajul corectat:

$$\left[\overline{104}\ \_\ \_\ \overset{\overset{7}{\uparrow}}{\overline{30}}\ \_\ \_\ \overline{x}\right],$$ unde x, este jocul minim necesar pentru a realiza cu IT_7=30 μm, noul joc de proiectare corectat:

$$x=104-30=74\ \mu m;\ \left[\overline{104}\ \_\ \_\ \overset{\overset{7}{\uparrow}}{\overline{30}}\ \_\ \_\ \overset{\overset{e}{\uparrow}}{\overline{72}}\right],$$

din $\boxed{\text{TAB. B}}$, chenarul II se găseşte $|a_s|=J_{min}$=72 μm pentru arborele "e" deci noul ajustaj (corectat) este:

∅70 H7/e7, cu abaterile, care se trec pe desen:

A_i=0; A_s=30 μm; a_s=−72 μm; a_i=−102 μm; cu $T_D=T_d$=30 μm;

T_{aj}=60 μm; J_{max}=30+102=132 μm; J_{min}=72 μm; J_{med}=102 μm≃104 μm $=J_{PK}(pm)(t)(R)$.

Diverse exemple numerice de calcul

În cuprinsul textului de mai înainte s-au dat exemple în scopul elucidării programului de rezolvare cu caracter general. În continuare se expun exemple diverse:

1. Să se proiecteze ajustajul cu cota nominală ∅=48 mm care lucrează la turaţia n=100 rot/min în următoarele condiţii funcţionale:

t_D=30 °C; t_d=50 °C; $\alpha_D=10\cdot10^{-6}$ °C^{-1}; $\alpha_d=15\cdot10^{-6}$ °C^{-1}. Rugozitatea celor două piese este $R_{zD}=R_{zd}$=0,5 μm. Să se corecteze ajustajul ştiind că prelucrarea pieselor se realizează prin reglare automată a maşinilor unelte.

Rezolvare:

$$J_{med}=\varnothing\cdot\psi=48\cdot0,8\cdot\sqrt[4]{\frac{\pi\cdot0,048\cdot100}{60}}=27,18\mu m$$

27≈16+9 ($\boxed{\text{TAB. B}}$)

deci ajustajul este $\varnothing48\frac{H6}{f6}$

Abaterile ajustajului sunt:

A_i=0; A_s=16 μm; a_i=−25 μm; a_s=−9 μm.

Caracteristicile de asamblare ale ajustajului.

J_{max}=41 μm; J_{min}=9 μm; J_{med}=25 μm

Corecţia ajustajului la prelucrare, temperatură, rugozitate:

$$\Delta J_{(pa)}=\pm0$$

$$\Delta J_t=\Delta D-\Delta d=D\alpha_D(t_D-t_0)-d\alpha_d(t_d-t_0)=$$
$$=48\cdot10\cdot10^{-6}(30-20)-48\cdot15\cdot10^{-6}(50-20)=-16,8\ \mu m$$

$$\Delta J_R=2R_{zD}=2R_{zd}=2\ \mu m$$

$$J_P=J_{med}-\Delta J_{(pa)}-\Delta J_t-\Delta J_R$$

$J_P=25-(\pm 0)-(-16,8)-2\cong 40$ μm

$40=16+25 \Rightarrow$ ajustajul $\varnothing 48\frac{H6}{f6}$, cu următoarele abateri:

$A_i=0$; $A_s=16$ μm; $a_i=-41$ μm; $a_s=-25$ μm;

Caracteristicile de asamblare sunt:

$J_{max}=57$ μm; $J_{min}=25$ μm; $J_{med}=41$ μm.

2. Să se proiecteze ajustajul mobil care are cota nominală $\varnothing=100$ mm și căruia i se impun caracteristicile extreme de asamblare: $J_{max}=158$ μm; $J_{min}=50$ μm. Să se corecteze apoi acest ajustaj, știind că prelucrarea pieselor se face automat + manual, montajul realizându-se mixt.

Rezolvare:

$$J_{med}=\frac{J_{max}+J_{min}}{2}=\frac{158+50}{2}=104\mu m$$

$104=54+51$ (TAB. B),

deci ajustajul este $\varnothing 100$ H8/ef8, cu abaterile:

$A_i=0$; $A_s=54$ μm; $a_s=-51$ μm; $a_i=-105$ μm. Caracteristicile de asamblare sunt:

$J_{max}=159$ μm; $J_{min}=51$ μm; $J_{med}=105$ μm.

Corecția ajustajului la prelucrare:

$$\Delta J_{Pmx}=-\frac{1}{6}T_{aj};\ T_{aj}=T_D+T_d=108\ \mu m \Rightarrow \Delta J_{Pmx}=-\frac{1}{6}108=-18\ \mu m,$$

$$J_P=J_{med}-\Delta J_{pm}=105-(-18)=123\ \mu m.$$

$123\approx 54+72$, noul ajustaj corectat fiind:

$\varnothing 100$ H8/e8, cu abaterile:

$A_i=0$; $A_s=+54$ μm; $a_s=-72$ μm; $a_i=-126$ μm.

Caracteristicile de asamblare sunt: $J_{max}=180$ μm; $J_{min}=72$ μm; $J_{med}=126$ μm.

3. Se dă ajustajul fus-cuzinet cu următoarele date inițiale: $\varnothing=100$ mm; turația n=800 rot/min; $t_D=20$ °C, $t_d=30$ °C; $\alpha_d=15\cdot 10^{-6}$ °C^{-1}. Să se corecteze acest ajustaj, știind că prelucrarea pieselor se realizează prin reglare automată a mașinilor-unelte.

Rezolvare:

$$J_{med_c}=\varnothing\cdot\psi=100\cdot 0,8\cdot\sqrt[4]{\frac{\pi\cdot 0,1\cdot 800}{60}}=114,45\mu m$$

$114\approx 54+51$, ajustajul fiind:

$\varnothing 100$ H8/ef8, având următoarele abateri:

$A_i=0$; $A_s=54$ μm; $a_s=-51$ μm; $a_i=-105$ μm.

Scanned with OKEN Scanner

Caracteristicile de asamblare extreme ale acestui ajustaj și caracteristica medie: $J_{max}=159$ μm; $J_{min}=51$ μm; $J_{med}=105$ μm.

Corecția ajustajului:

$\Delta J_{(pa)}=\pm 0$

$\Delta J_t=\Delta D-\Delta d=D\alpha_D(t_D-t_0)-d\alpha_d(t_d-t_0)=0-100\cdot 15\cdot 10^{-6}(30-20)=-30$ μm.

$J_P=J_{med}-\Delta_{Jt}=105-(-30)=135$ μm.

135=54+72, rezultând ajustajul $\varnothing 100\frac{H8}{e8}$, cu abaterile:
$A_i=0$; $A_s=+54$ μm; $a_s=-72$ μm; $a_i=-126$ μm.

Caracteristicile de asamblare extreme și medie sunt:

$J_{max}=180$ μm; $J_{min}=72$ μm; $J_{med}=126$ μm.

4. Se dă ajustajul fus-cuzinet cu următoarele date: $\varnothing=85$ mm; $A_i=0$; $A_s=35$ μm; $a_s=-72$ μm; $a_i=-107$ μm. $\Delta_{Jt}=-24$ μm; prelucrarea pieselor se realizează prin reglare manuală a mașinilor-unelte. Să se calculeze turația la care funcționează acest ajustaj, apoi să se corecteze.

Rezolvare: Ajustajul considerat este $\varnothing 85\frac{H7}{e7}$, care are următoarele caracteristici de asamblare: $J_{max}=142$ μm; $J_{min}=72$ μm; $J_{med}=107$ μm.

Utilizând formula pentru calculul jocului mediu $J_{med}=\varnothing\cdot\psi=\varnothing\cdot 0,8\cdot\sqrt[4]{\frac{\pi\varnothing n}{60}}$ și înlocuind valoarea jocului mediu determinată ($J_{med}=107$ μm), rezultă turația n=1377,34 rot/min.

Corecțiile ajustajului la prelucrare și temperatură sunt:

$\Delta J_{(pm)}=-\frac{1}{3}T_{aj}$; $T_{aj}=35+35=70$ μm, deci $\Delta J_{(pm)}=-\frac{1}{3}70=23,33$ μm

$\Delta_{Jt}=-24$ μm

$J_P=J_{med}-\Delta_J(pm)-\Delta_{Jt}=107-(-24)-(-23)=154$ μm

154≈35+120, de unde rezultă ajustajul $\varnothing 85\frac{H7}{d7}$, cu abaterile: $A_i=0$; $A_s=35$ μm; $a_s=-120$ μm; $a_i=-155$ μm și caracteristicile de asamblare:

$J_{max}=190$ μm; $J_{min}=120$ μm; $J_{med}=155$ μm.

5. Să se proiecteze ajustajul cu cota nominală $\varnothing=250$ mm, în sistem alezaj unitar, în clasa a 7-a de precizie, impunându-se $J_{min}=50$ μm. Să se corecteze apoi ajustajul știind că variația jocului datorită temperaturii $\Delta_{Jt}=-7$ μm, iar prelucrarea pieselor se face prin reglaj automat + manual, montajul făcându-se mixt.

Rezolvare: Cotei nominale $\varnothing=250$ mm, în clasa a 7-a de precizie, îi corespunde toleranța fundamentală $IT7=46$ μm.

Scanned with OKEN Scanner

Impunându-se jocul minim se deduce imediat felul ajustajului: $|a_s| = J_{min} = 50$ µm, corespunde literei f din TAB. B, având aşadar ajustajul preliminar: $\varnothing 250 \frac{H7}{f7}$, cu abaterile: $A_i = 0$; $A_s = 46$ µm; $a_s = -50$ µm; $a_i = -96$ µm.

Caracteristicile de asamblare ale ajustajului sunt: $J_{max} = 142$ µm; $J_{min} = 50$ µm; $J_{med} = 96$ µm. Corecţiile acestui ajustaj sunt următoarele:

$\Delta_{Ji} = -7$ µm

$\Delta J_{pmx} = -\frac{1}{6} T_{aj}$; $T_{aj} = T_D + T_d = 46 + 46 = 92$ µm

$\Delta J_{pmx} = -\frac{1}{6} 92 = -15{,}33$ µm

$J_P = J_{med} - \Delta_{Jp} - \Delta_{Ji} = 96 - (-15{,}33) - (-7) \cong 118$ µm

$118 \cong 46 + 71$, conducând la ajustajul $\varnothing 250 \frac{H7}{ef7}$, care are abaterile:

$A_i = 0$; $A_s = +46$ µm; $a_s = -71$ µm; $a_i = -117$ µm.

Caracteristicile de asamblare ale ajustajului sunt: $J_{max} = 163$ µm; $J_{min} = 71$ µm; $J_{med} = 117$ µm.

6. Să se proiecteze ajustajul realizat la cota nominală $\varnothing = 145$ mm şi care să funcţioneze la turaţia n=92 rot/min, în sistem arbore unitar. Să se corecteze ajustajul ştiind că prelucrarea pieselor se face prin reglare manuală a maşinilor unelte.

Rezolvare:

$$J_{med_c} = \varnothing \cdot \psi = \varnothing \cdot 0{,}8 \sqrt[4]{\frac{\pi \cdot \varnothing \cdot n}{60}} = 145 \cdot 0{,}8 \sqrt[4]{\frac{\pi \cdot 0{,}145 \cdot 92}{60}} = 106 \text{ µm}$$

$J_{med} = 106 \approx 40 + 60$ (40 ↓ 7, 60 ↓ ef), conducând la ajustajul $\varnothing 145 \frac{H7}{ef7}$, cu abaterile:

$A_i = 0$; $A_s = 40$ µm; $a_s = -60$ µm; $a_i = -100$ µm.

Caracteristicile de asamblare ale ajustajului: $J_{max} = 140$ µm; $J_{min} = 60$ µm; $J_{med} = 100$ µm. Calculul corecţiei ajustajului la prelucrare:

$\Delta J_{pm} = -\frac{1}{3} T_{aj}$; $T_{aj} = 40 + 40 = 80$ µm

$\Delta J_{pm} = -\frac{1}{3} \cdot 80 = -26{,}66$ µm

$J_P = J_{med} - \Delta J_{pm} = 100 - (-27) = 127$ µm

$127 \cong 40 + 85$ rezultând ajustajul corectat $\varnothing 145 \frac{H7}{e7}$. În sistem cu arbore unitar, ajustajul devine $\varnothing 145 \frac{E7}{h7}$, cu abaterile: $a_s = 0$; $a_i = -40$ µm; $A_i = +85$ µm; $A_s = +125$ µm.

Caracteristicile de asamblare ale acestui ajustaj sunt: $J_{max} = 165$ µm; $J_{min} = 85$ µm; $J_{med} = 125$ µm.

Scanned with OKEN Scanner

7. Se dă ajustajul $\varnothing 130\frac{H9}{f8}$. Să se determine turaţia n la care a fost proiectat lagărul prevăzut în această asamblare.

Rezolvare: Cunoscând ajustajul din TAB. B., se determină abaterile acestuia: $A_i=0$; $A_s=100$ μm; $a_s=-43$ μm; $a_i=-106$ μm.

Se calculează caracteristicile de asamblare extreme şi caracterisitca medie: $J_{max}=206$ μm; $J_{min}=43$ μm; $J_{med}=124{,}5$ μm.

Înlocuind J_{med} în formula de calcul a jocului mediu, obţinem:

$$J_{med}=\varnothing\cdot\psi=\varnothing\cdot 0{,}8\cdot\sqrt[4]{\frac{\pi\varnothing n}{60}} \qquad 124{,}5=130\cdot 0{,}8\cdot\sqrt[4]{\frac{\pi\cdot 0{,}13\cdot n}{60}}$$

Turaţia care rezultă, n=302 rot/min.

8. Să se proiecteze ajustajul care are cota nominală $\varnothing=181$ mm şi care funcţionează la turaţia $n=100$ rot/min.

Să se corecteze apoi ajustajul, ştiind că prelucrarea pieselor s-a făcut prin reglare automată a maşinilor unelte, iar condiţiile funcţionale sunt: $t_D=35$ °C, $t_d=20$ °C; $\alpha_D=15\cdot10^{-6}$ °C^{-1}.

Rezolvare:

$$J_{med_c}=\varnothing\cdot\psi=181\cdot 0{,}8\sqrt[4]{\frac{\pi\cdot 0{,}181\cdot 100}{60}}=142\mu m$$

$142\simeq 72+71$, conducând la ajustajul: $\varnothing 181\frac{H8}{ef8}$. Acest ajustaj are abaterile: $A_i=0$; $A_s=+72$ μm; $a_s=-71$ μm; $a_i=-143$ μm.

Caracteristicile de asamblare: $J_{max}=215$ μm; $J_{min}=71$ μm; $J_{med}=143$ μm.

Corecţia la prelucrare a ajustajului este nulă:

$\Delta_{Jpa}=\pm 0$

Corecţia la temperatură:

$\Delta J_t=\Delta D-\Delta d=D\alpha_D(t_D-t_0)-d\alpha_d(t_d-t_0)=181\cdot15\cdot10^{-6}(35-20)\cong 41$ μm

$J_P=J_{med}-\Delta J_t=143-41=102$ μm.

$102\simeq 72+27$ obţinând ajustajul $\varnothing 181\frac{H8}{ef8}$, cu abaterile:

$A_i=0$; $A_s=+72$ μm; $a_s=-27$ μm; $a_i=-99$ μm.

Caracteristicile extreme de asamblare ale ajustajului sunt: $J_{max}=171$ μm; $J_{min}=27$ μm, iar caracteristica medie: $J_{med}=99$ μm.

În cazul ajustajelor cu joc, mobile, îndeosebi cel al lagărelor de alunecare, privitor la construcţia lor şi la condiţiile funcţionale, se subliniază participarea unei serii de parametri. Pentru a cuprinde în ansamblu influenţa lor asupra condiţiilor funcţionale se poate folosi formula care ţine seama şi de parametrii în cauză:

OBS. Între formula $J_{med}=\varnothing\Psi$, utilizată în capitolele de mai sus şi cea cuprinzând ansamblul parametrilor, rezultă desigur deosebiri. Acestea, cel mai adesea nu sunt contabilizate de valorile discrete din TAB. B. Deosebit de frecvent rezultă acelaşi ajustaj.

Scanned with OKEN Scanner

În scopul cuprinderii mai profunde a caracteristicilor tehnico-funcţionale, oferite de particularităţile constructive ale ajustajelor cu joc, folosite la lagărele de alunecare, conform figurii 3.16, şi formulei mai jos indicate, calculul jocului optim (J_{op}) identic cu jocul mediu (J_{med}) se face din formula:

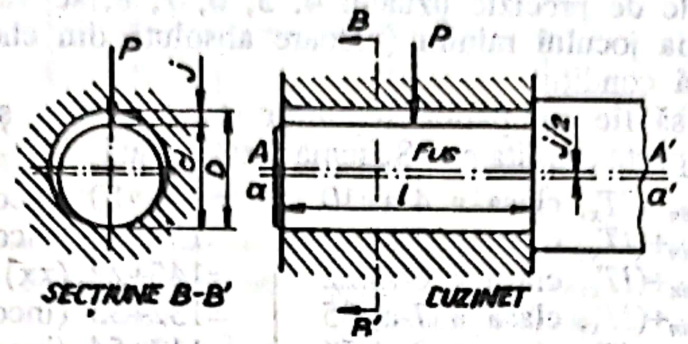


Fig. 3.16. Lagăr de alunecare

$$J_{op} = J_{med} = 0{,}467 \cdot \varnothing \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p} \times \frac{l}{l+\varnothing}} \qquad (3.1.26)$$

în care:

J_{op}=J_{mediu}: valoarea ideală a mărimii jocului, care asigură mobilitatea optimă (μm);

$\varnothing$: diametrul nominal al asamblării (mm);

η: coeficientul de vâscozitate dinamică a uleiului de ungere al lagărului (daN·s·m^{-2});

n: turaţia de regim a lagărului (rot/min);

p: presiunea exercitată reciproc, între piesele componente ale lagărului (fus-cuzinet) (daN/mm^2)

$$p = \frac{P}{\varnothing \cdot l} (\text{daN/mm}^2),$$

unde:

P: forţa care solicită lagărul (daN)

l: lungimea lagărului (mm).

Exemple numerice de calcul:

– Un lagăr radial de alunecare, cu ungere hidrodinamică, susţine un fus cu diametrul $\varnothing$=130 mm şi lungimea l=200 mm. Forţa radială pe cuzinet este P=5000 daN. Turaţia este n=600 rot/min. Uleiul utilizat la ungerea lagărului are o vâscozitate dinamică η=0,004 daN·s·m^{-2}. Să se indice abaterile admisibile ale celor două piese.

$$J_{med} = 0{,}467 \cdot \varnothing \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p} \times \frac{l}{l+\varnothing}}; \quad p = \frac{P}{\varnothing \cdot l} = \frac{5000}{130 \cdot 200},$$

$$p = 0{,}1923 \text{ daN/mm}^2; \quad J_{med} = 0{,}467 \cdot 130 \sqrt{\frac{0{,}004 \cdot 600}{0{,}1923} \times \frac{200}{330}},$$

Scanned with OKEN Scanner

J_{med}=166,96 μm≈167 μm. Pentru folosirea TAB. B., formula cheie este cea utilizată anterior:

valoare calculată — valoare din chenar II în mărime abs. — valoare din chenar I

$$J_{med} = J_{min} + IT_x,$$

considerând clasele de precizie uzuale; 4, 5, 6, 7, 8, se va desfăşura schema care indică variaţia jocului minim (valoare absolută din chenar II), în scopul satisfacerii a două condiţii:

– ajustajul să fie compatibil regulilor standardizate, şi
– să se respecte egalitatea. Schema desfăşurată este:

$$167= \left| \begin{array}{ll} J_{min}+(IT_x, \text{ clasa a 4-a}):10 & =157+10 \text{ (incompatibil)} \\ J_{min}+(IT_x, \text{ clasa a 5-a}):15 & =152+15 \text{ (incompatibil)} \\ J_{min}+(IT_x, \text{ clasa a 6-a}):22 & =145+22 \text{ (xx)} \\ J_{min}+(IT_x, \text{ clasa a 7-a}):35 & =132+35 \text{ (incompatibil)} \\ J_{min}+(IT_x, \text{ clasa a 8-a}):54 & =113+54 \text{ (incompatibil)} \end{array} \right.$$

(xx) Ajustajul cu semnul respectiv îndeplineşte în exclusivitate programul de calcul:

d 6

167 = 145 + 22, deci ajustajul este:

Ø130 *H6/d6*, cu urmatoarele abateri:

A_i=0; A_s=22 μm; a_s=–145 μm; a_i=–167 μm.

Caracteristicile de asamblare sunt: J_{max}=187 μm; J_{min}=145 μm; J_{med}=166 μm.

Problema corecţiilor jocului mediu la prelucrare, temperatură şi rugozitate se efectuează ca şi în exemplele anterioare.

Să se reconsidere problema anterioară variind factorii tehnico-funcţionali.

În tabelul 3.3. sunt redate variaţiile jocului mediu în funcţie de turaţia arborelui (n rot/min). Problema de mai sus, păstrează valoarea celorlalţi parametri. Din multitudinea valorilor calculate, numai o valoare a abaterii superioare a arborelui calculată $|a_s|_c^{**}$, marcată cu două asteriscuri (**) este coincidentă cu aceeaşi valoare standardizată $|a_s|_c \equiv |a_s|_{ST}$ (la poziţia 6, clasa a 5-a Tab. 3.3):175 ≡ 175. Acestui caz îi revine ajustajul Ø130 H5/cd5. Alte două valori ale abaterii superioare calculate a arborelui sunt aproximativ egale cu abaterea superioară standardizată a arborelui: $|a_s|_c \approx |a_s|_{ST}$ la cazurile: 4, clasa a 6-a (142≈145), care corespunde ajustajului Ø130 H6/d6* [notat cu un asterisc (*)] şi la cazul 5, clasa a 7-a (141≈145), care corespunde ajustajului Ø130 H7/d7* [notat de asemenea cu un asterisc (*)]. Celorlalte cazuri cu mărimi ale lui $|a_s|_c \neq |a_s|_{ST}$, diferite substanţial, li se calculează abaterile (a_s şi a_i), care rezultă deci necoincidente cu cele din TAB. B., urmând a se trece pe desen, ca atare (fără simbol) numindu-se incompatibile calculabile ($\frac{i}{c}\rightarrow$). Problema celor trei condiţii (**); (*) şi $\frac{i}{c}\rightarrow$, este valabilă şi la ajustajele cu strângere şi la cele intermediare. În tabelul 3.3. şi tabelul 3.3. continuare, este ilustrată proiectarea ajustajului cu joc. Din formula complexă a calculului jocului mediu (J_{med}), s-a considerat parametrul variabil turaţia *n* (rot/min), a arborelui, în şase cazuri cuprinse între (300 şi 800) rot/min.

Scanned with OKEN Scanner

Proiectarea ajustajului cu joc

TAB. B (parţial) şi variaţia jocului mediu funcţie de turaţia arborelui

Limitele intervalelor de dimensiuni		Toleranţe fundamentale µm			Abaterile fundamentale ale arborilor a_s: µm												TAB. B parţial
mm		5	6	7	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	
Ø N=130																	
>120...140					−460	−260	−200										
>140...160		18	25	40				−175	−145	−85	−60	−43	−25	−14	0		
>160...180																	

Numărul curent	Parametrul variabil n rot/min	Jocul mediu calculat µm	Clasa de precizie rezultată	Formula „cheie" de calcul: $J_{med} = ITx + \lvert as \rvert$ TAB. B: chenar ① µm; chenar ② µm	Ajustajul rezultat Hx (standardizat); I) a_s**; a_i** (standardizate)**; II) a_s;* a_i* (adoptate standard)*; III) a_s; a_i (nestandardizate, N.ST calculate analitic) (simbol); µm
0	1	2	3	4	5
1	300	118	5	118=18+100	$Ø130H5/?;\ A_i=0,\ A_s=+18 \xrightarrow{i/c} a_s=-100,\ a_i=-118$ N.ST
			6	118=25+93	$Ø130H6/?;\ A_i=0,\ A_s=+25 \xrightarrow{i/c} a_s=-93,\ a_i=-118$ N.ST
			7	118=40+78	$Ø130H7/?;\ A_i=0,\ A_s=+40 \xrightarrow{i/c} a_s=-78,\ a_i=-118$ N.ST
2	400	137	5	137=18+119	$Ø130H5/?;\ A_i=0,\ A_s=+18 \xrightarrow{i/c} a_s=-119,\ a_i=-137$ N.ST
			6	137=25+112	$Ø130H6/?;\ A_i=0,\ A_s=+25 \xrightarrow{i/c} a_s=-112,\ a_i=-137$ N.ST
			7	137=40+97	$Ø130H7/?;\ A_i=0,\ A_s=+40 \xrightarrow{i/c} a_s=-97,\ a_i=-137$ N.ST
3	500	153	5	153=18+135	$Ø130H5/?;\ A_i=0,\ A_s=+18 \xrightarrow{i/c} a_s=-135,\ a_i=-153$ N.ST
			6	153=25+128	$Ø130H6/?;\ A_i=0,\ A_s=+25 \xrightarrow{i/c} a_s=-128,\ a_i=-153$ N.ST
			7	153=40+113	$Ø130H7/?;\ A_i=0,\ A_s=+40 \xrightarrow{i/c} a_s=-113,\ a_i=-153$ N.ST

Scanned with OKEN Scanner

Proiectarea ajustajului cu joc
TAB. B (parţial) şi variaţia jocului mediu funcţie de turaţia arborelui

Limitele intervalelor de dimensiuni		Toleranţe fundamentale µm			Abaterile fundamentale ale arborilor a_s: µm											TAB. B parţial
mm		5	6	7	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	
Ø N=130																
>120...140					−460	−260	−200									
>140...160		18	25	40				−175	−145	−85	−60	−43	−25	−14	0	
>160...180																

Numărul curent	Parametrul variabil n rot/min	Jocul mediu calculat µm	Clasa de precizie rezultată	Formula „cheie" de calcul: $J_{med} = ITx + \lvert as \rvert$ TAB. B: chenar ① µm; chenar ② µm	Ajustajul rezultat Hx (standardizat); I) a_s**; a_i** (standardizate)**; II) a_s;* a_i* (adoptate standard)*; III) a_s; a_i (nestandardizate, N.ST calculate analitic) (simbol); µm
0	1	2	3	4	5
1	300	118	5	118=18+100	$Ø130H5/?;\ A_i=0,\ A_s=+18 \xrightarrow{i/c} a_s=-100,\ a_i=-118$ N.ST
			6	118=25+93	$Ø130H6/?;\ A_i=0,\ A_s=+25 \xrightarrow{i/c} a_s=-93,\ a_i=-118$ N.ST
			7	118=40+78	$Ø130H7/?;\ A_i=0,\ A_s=+40 \xrightarrow{i/c} a_s=-78,\ a_i=-118$ N.ST
2	400	137	5	137=18+119	$Ø130H5/?;\ A_i=0,\ A_s=+18 \xrightarrow{i/c} a_s=-119,\ a_i=-137$ N.ST
			6	137=25+112	$Ø130H6/?;\ A_i=0,\ A_s=+25 \xrightarrow{i/c} a_s=-112,\ a_i=-137$ N.ST
			7	137=40+97	$Ø130H7/?;\ A_i=0,\ A_s=+40 \xrightarrow{i/c} a_s=-97,\ a_i=-137$ N.ST
3	500	153	5	153=18+135	$Ø130H5/?;\ A_i=0,\ A_s=+18 \xrightarrow{i/c} a_s=-135,\ a_i=-153$ N.ST
			6	153=25+128	$Ø130H6/?;\ A_i=0,\ A_s=+25 \xrightarrow{i/c} a_s=-128,\ a_i=-153$ N.ST
			7	153=40+113	$Ø130H7/?;\ A_i=0,\ A_s=+40 \xrightarrow{i/c} a_s=-113,\ a_i=-153$ N.ST

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.3 (continuare)

0	1	2	3	4	5
4	600	167	5	167=18+149	$\varnothing 130H5/?;\ {}^{A_i=0}_{A_s=+18} \xrightarrow{i/c} {}^{a_s=-149}_{a_i=-167}\ N.ST$
			6	167=25+142* $\boxed{142\approx145}$	$\varnothing 130H6/d6*\ {}^{A_i=0}_{A_s=+25}\ :\ {}^{a_s=-145}_{a_i=-170}\ ST*$
			7	167=40+127	$\varnothing 130H7/?;\ {}^{A_i=0}_{A_s=+40} \xrightarrow{i/c} {}^{a_s=-127}_{a_i=-167}\ N.ST$
5	700	181	5	181=18+163	$\varnothing 130H5/?;\ {}^{A_i=0}_{A_s=+18} \xrightarrow{i/c} {}^{a_s=-163}_{a_i=-181}\ N.ST$
			6	181=25+156	$\varnothing 130H6/?;\ {}^{A_i=0}_{A_s=+25} \xrightarrow{i/c} {}^{a_s=-156}_{a_i=-181}\ N.ST$
			7	181=40+141* $\boxed{141\approx145}$	$\varnothing 130H7/d7*\ {}^{A_i=0}_{A_s=+40}\ :\ {}^{a_s=-145}_{a_i=-185}\ ST*$
5	800	193	5	193=18+175** $\boxed{175\equiv175}$	$\varnothing 130H5/cd5**\ {}^{A_i=0}_{A_s=+18}\ :\ {}^{a_s=-175}_{a_i=-193}\ ST**$
			6	193=25+168	$\varnothing 130H6/?;\ {}^{A_i=0}_{A_s=+25} \xrightarrow{i/c} {}^{a_s=-168}_{a_i=-193}\ N.ST$
			7	193=40+153	$\varnothing 130H7/?;\ {}^{A_i=0}_{A_s=+40} \xrightarrow{i/c} {}^{a_s=-153}_{a_i=-193}\ N.ST$

Legendă:

Ⓘ Indicația ST** (standardizat**), corespunde condiției în care abaterea minimă $|a_s|$, calculată: $|a_s|_c$, este identică întâmplător cu abaterea minimă standard:

$$|a_s|_c \equiv |a_s|_{ST}$$

Ⓘ Indicația ST* (standardizat*) corespunde relației:

$$|a_s|_c \approx |a_s|_{ST}$$

Ⓘ Indicația $\xrightarrow{i/c}$: $\xrightarrow[\text{calculabil}]{\text{incompatibil}}$: din calcul rezultând cele două abateri ale arborelui ($a_s<0$; $a_i<0$) N.ST (nestandardizat)

Scanned with OKEN Scanner

Exemplu de preferință electivă a ajustajelor cu joc, pe scara valorilor discrete a TAB. B

∅=130 mm; l=120 mm; η=0,0034 daN · s/m²; P=5000 daN; n=var.; J_{med}=var.

0	1	2	3	4	$\|a_s\|_c$	5
	n	J_{med}		clasa 6; „e“	$\|a_s\|_c$	
1	650	110	6	110=25+85	„e“	→ ∅ 130 H6/e6
	rot/min	µm		µm	85 µm	Se alege Se alege
2.1	766	120		120=25+95	95	→ $\|a_s\|_c$ =95
2.2	831	125		125=25+100	100	→ $\|a_s\|_c$ =100
2.3	898	130	6	130=25+105	105	→ $\|a_s\|_c$ =105
2.4	969	135		135=25+110	110	→ $\|a_s\|_c$ =110
2.5	<1042	140–ε		140–ε=25+115–ε	115–2	→ $\|a_s\|_c$ =115–ε
2	1042	140	6	140=25+115 ($\|a_s\|$ calc med=115)	115	→ În cazul I.3 se propune un ajustaj ∅130 H6/e5: A_i=0; A_s=+25; IT5=18; a_s=–85; a_i=–103. J_{max}=128 µm; J_{min}=85 µm; J_{med}=106,5
2.6	>1042	140+ε		140+ε=25+115+ε	115+ε	$\|a_s\|_c$ =115+ε
2.7	1196	150		150=25+125	125	$\|a_s\|_c$ =125
2.8	1361	160	6	160=25+135	135	$\|a_s\|_c$ =135
2.9	1448	165		165=25+140	140	$\|a_s\|_c$ =140
2.10	<1537	170–ε		170–ε=25+145–ε	145–ε	$\|a_s\|_c$ =145+ε
	n	J_{med}		clasa 6; „d“	$\|a_s\|$	
3	1537	170	6	170=25+145	„d“ 145	→ ∅130 H6/d6 (Se alege)

Caz I.1 — Caz I.2 — Caz I.3 — Caz II.1 — Caz II.2 — Se alege proximal

Scanned with OKEN Scanner

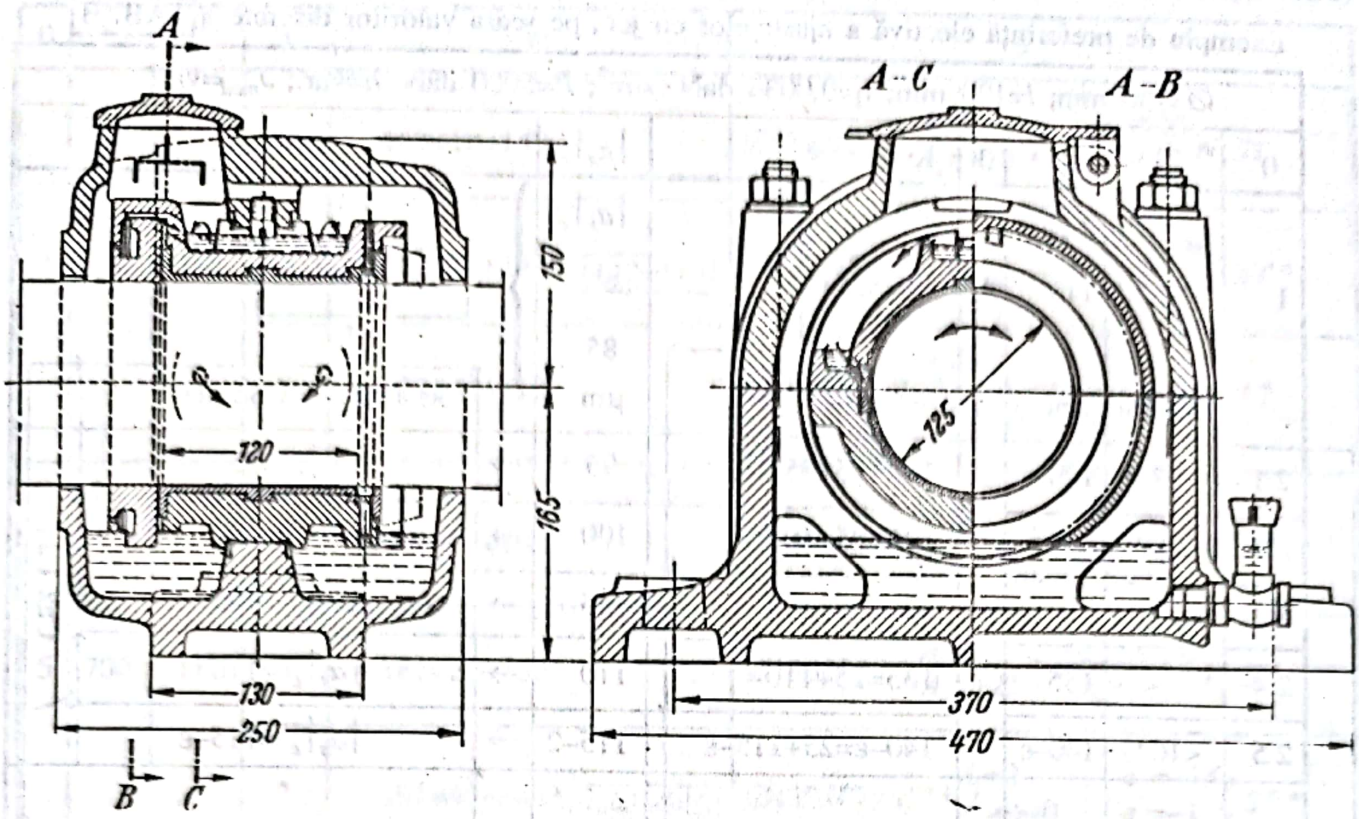


Fig. 3.17. Lagăr de alunecare.

S-au calculat valorile jocurilor medii, în componenţa cărora apare valoarea $|a_s|$ abaterii superioare a arborelui. În antetul tabelului, a fost trecută porţiunea din TAB. B, proprie limitelor intervalelor de dimensiuni (>120–140) mm, din care face parte dimensiunea nominală a arborelui ∅N=130 mm. În continuare, luându-se în considerare „formula *cheie* de calcul", au fost stabilite IT_x şi $|a_s|$, pentru clasele 5, 6 şi 7. S-au proiectat ajustajele pentru cele trei cazuri enumerate mai sus (**); (*) şi $\frac{i}{c}\rightarrow$ (vezi legenda pe tab. 3.3.). În tabelul 3.3. continuare, se oferă un exemplu de alegere a felului ajustajului în funcţie de valoarea calculată a lui $|a_s|_c$.

Deosebit de importantă este tema impusă de ajustajele cu joc folosite pentru lagărele de alunecare, proprii maşinilor unelte, turbinelor cu gaz, cu abur sau hidraulice, motoarelor electrice, asamblărilor fusurilor arborelui cotit cu alezajele din lagărele paliere sau ale celor manetoane etc.

În exemplul următor se dă un lagăr de alunecare (fig. 3.17) (după G. Vogelpohl), cu următoarele date constructiv-funcţionale: ∅=125 mm; l=120 mm; P=5000 daN; n=700 rot/min; η=0,034 daNsm^{-2}.

$$J_{med}=0{,}467\times125\sqrt{\frac{0{,}0034\times700}{0{,}33}\times\frac{120}{245}};\quad p=\frac{P}{\varnothing l}=\frac{5000}{125\cdot120}=0{,}33\ \text{daN/mm}^2;$$

J_{med}=109,61≈110 μm. Din formula „cheie" de utilizare a TAB. B (ajustaje cu joc), rezultă:

$J_{med}=IT_x+|a_s|$

6 e

↑ ↑

110 = 25 + 85, pentru IT_x=25, rezultă clasa a 6-a iar pentru $|a_s|$=85, rezultă ajustajul cu joc cu simbolul „e". Simbolul ajustajului proiectat este Ø125 H6/e6. Abaterile ajustajului, rezultă din TAB. B : A_i=0; A_s=+25 µm; a_s=−85 µm; a_i=−110 µm, având următoarele caracteristici de asamblare: J_{max}=135 µm; J_{min}=85 µm, J_{med}=110 µm^{xx} (standardizat^{xx}).

În tabelul 3.3. – continuare, se analizează situaţia valorilor discrete ale abaterii superioare a arborilor, a_s<0, pentru toate ajustajele de la „a" la „g", funcţie de limitele intervalelor de dimensiuni (TAB. B. aj. cu joc). Intervalele dintre mărimile discrete ale a_s=f (de felul ajustajului de la „a" la „g"), cuprinzând domenii largi de valori, creează disconforturi în conduita de elecţie pe care o manifestă proiectantul. Aceasta se referă la faptul firesc al discordanţei dintre $|a_s|_c$ (abaterea superioară calculată) şi $|a_s|_{ST}$ (abaterile superioare standardizate în TAB. B).

În exemplul anterior, valoarea $|a_s|_c$ =85µm, coincide cu abaterea superioară (în valoare absolută) a ajustajului „e"$^{(xx)}$. Această condiţie pur întâmplătoare şi cu frecvenţă mică, atrage după sine calificativul de standardizat$^{(xx)}$, $|a_s|_c^{xx}=|a_s|_{ST}^{(xx)}$, când cele două abateri (calculată şi standardizată) sunt identic egale. În mod obişnuit, datorită variaţiei firești a întâmplării [între aproape imposibil: ($|a_s|_c<|a_s|_{STMAX}$, şi aproape necesar $|a_s|_c\equiv|a_s|_{ST}$)], valoarea mărimii $|a_s|_c$, se poate cuprinde între două feluri de ajustaje. În tabelul 3.3. se consideră *numai* turaţia *n* (rot/min) a arborelui drept parametrul variabil, şi se exemplifică diferenţele de J_{med} calculate şi implicit diferenţele de $|a_s|_c$ calculate (aici se dau indicaţii asupra preferinţei de elecţie manifestă a proiectantului). În tabelul 3.3. – continuare se dau exemple de variaţie a jocului mediu calculat variabil între 110 µm şi 170 µm. La clasa de precizie „6" cele două valori ale jocului mediu considerate (în mod deliberat) vor decide valorile abaterilor superioare calculate ale arborilor | în valoare absolută |:

J_{med} calculat=110=$IT_x+|a_s|$=25+85, la care $|a_s|$ corespunde arborelui „e", şi:

J_{med} calculat=170=$IT_x+|a_s|$=25+145, la care $|a_s|$ corespunde arborelui „d".

Problema dilemei, atunci când valoarea $|a_s|$ calculată se situează între cele două limite:

$|a_s|_{ST}$ arbore „e"=85<$|a_s|$ calculat<$|a_s|_{ST}$ arbore „d"=145, se rezolvă respectând trei cazuri preferenţiale:

– media aritmetică a celor două abateri standardizate (mijlocul intervalului discret)

$$|a_s|_{STmed}=\frac{|a_s|_{STmax}+|a_s|_{STmin}}{2}=115\ \mu m.$$

cazul:

I.1) $|a_s|_c>|a_s|_{ST}$ „e"≤ $|a_s|_{ST\ medie}$, adică:

$|a_s|$>85 µm, dar $|a_s|$≤115 µm, *se prescrie ajustajul:* Ø130 H6/e6^{xx}, adică se recurge la opţiunea pentru ajustajul cu joc mai mic pentru:

I.1a) Respectarea condiţiei analitice de proximitate de valoare.

I.1b) Se adoptă un ajustaj *cu joc mai mic, condiţie care presupune implicit o precizie de asamblare mai mare* [excentricitatea (imprecizia de asamblare) este $e=J/2$, de unde concentricitatea (precizia de asamblare) este inversul excentricităţii $C_0=\frac{1}{e}=\frac{2}{J}$, este cu atât mai mare cu cât jocul (J) este mai mic].

I.2) Se calculează valoarea $|a_s|$calculat *NST*, adică valoarea abaterii superioare care decurge din calcul, aceasta nefiind standardizată; pe desen indicaţia nu poate să apară simbolic (Ø130 H6/???), însă fără nici o restricţie, vor apărea cifric valorile lui $|a_s|$calculat *NST*. Din $|a_s|$calculat *NST*, se determină şi $|a_i|$calculat *NST;* Exemplu:

J_{med} calc.=130=IT_x+$|a_s|$=25+105, unde $|a_s|$calc=105 µm, nefiind standardizat, se va trece cifric pe desen: A_i=0; A_s=+25 µm; a_s=–105 µm; a_i=–130 µm.

I.3) Proiectantul adoptă un ajustaj cu clase diferite ale celor două piese (diferenţa maximum admisibilă este de o unitate). Exemplul ajustajului Ø130 H6/e5 cu abaterile A_i=0; A_s=25 µm; IT_5=18, deci abaterile arborelui a_s=–85 µm; a_i=–103 µm. Jocul minim rămâne constant (J_{min}=85 µm=$|a_s|$), jocul maxim scade, de unde şi jocul mediu şi se realizează o proximitate analitică mai subliniată: J_{max}=128; J_{med}=106,5 µm. Jocul mediu al noului ajustaj propus (Ø130 H6/e5; J_{med}=106,5 µm) este sub valoarea jocului mediu cuprins între mărimile standardizate (85<J_{medST}<145) (85<115<145) dar cuprins chiar în primul interval:

$J_{medSTe6}<J_{medSTe5}<J_{medSTmed}$:

97,5<106,5<115.

II. În cazul în care $|a_s|_{calc}>|a_s|_{STmed}$, $|a_s|_{calc}$>115 µm, valoarea se apropie de $|a_s|_{ST}$ arbore „d". Se procedează:

II.1). Se efectuează calculul valorii $|a_s|_{calc}$ *NST*, ca şi în cazul I.3. Exemplu:

$J_{med\ calc}$=150 µm; pentru care rezultă o abatere superioară calculată (în valoare absolută):

150=25+125,

deci $|a_s|_{calc}$=125 µm; nestandardizată ($145_{ST}>125_{NST}>85_{ST}$), care însă se trece pe desen: A_i=0; A_s=+25 µm; a_s=–125 µm; a_i=–150 µm, doar cifric, neexistând arbore standardizat pentru a_s=–125 µm (Ø130 H6/???).

II.2. Se adoptă ajustajul Ø130 H6/d6,

II.2.1) Pentru proximitate valorică analitică

II.2.2) Pentru a prescrie un ajustaj standardizat pentru care există calibre, condiţie favorabilă la producţia de serie mică. În cazul producţiei de serie mare sau mai ales a celei de masă, dacă piesele se verifică cu calibre, *atunci rentează* construcţia unor calibre nestandardizate, adoptate la valorile nominale ale calibrului pentru verificarea arborelui: valoarea nominală a calibrului la partea trece (T):

Scanned with OKEN Scanner

NT=Npiesă–0,125 (mm), iar la partea nu trece (*NT*): *NNT=Npiesă*–0,150 (mm), unde NT (nominal trece); NNT (nominal nu trece).

Pentru tratarea condiției scării discrete la ajustajele cu strângere și la cele intermediare se procedează similar. (La capitolele respective se vor face numai referiri la exemplele de mai sus).

În exemplele numerice anterioare, corecția la prelucrare s-a făcut în funcție de toleranța standard (ST), mărime care face obiectul de informație apriorică teoretică pentru proiectant. Desigur în privința acestei anticipări se poate aprecia că se realizează o similitudine cu diferențe față de condițiile efective. Problema se pune prin aceea că, situațiile concrete, care acompaniază întregul șir al acțiunilor de edificare a pieselor, este foarte eterogen, fapt care crează o gamă largă de disponibilități pentru abateri, atât de repartiție preferențială a abaterilor, cât și de alură a curbelor de distribuție (poligonul frecvențelor). În fig. 3.18, este reprezentat un ajustaj cu joc cu câmpurile de toleranță și caracteristicile principale de asamblare, în cele trei cazuri ale reglării mașinilor unelte la prelucrare (automată ⓐ, manuală ⓜ și mixt ⓜⓧ). Sunt reprezentate principial poligoanele de frecvență ale mărimilor întâmplătoare, pentru cazuri efective posibile. Astfel la reglarea automată condiția statistică este cea a coincidenței ordonatei de frecvență maximă a curbei de distribuție normale, cu cea a poligonului frecvenței. (*Obs.*: în tratarea de față, autorul nu își propune să analizeze eventuale deviații și cauzele acestora, subiectul nefăcând parte din specificul obiectivului lucrării). Proiectantul de precizie de prelucrare trebuie să aibă certitudinea – și implicit este recunoscător pentru aceasta față de tehnologi – a unei prelucrări fără acompaniamente perturbatorii (reglaj greșit al mașinii, reglaj corect însă prelucrare improprie reglajului, uzuri, influența temperaturii, deformații, vibrații etc.). Drept consecință în tratarea de față piesele rezultă cu abateri în domeniile admisibile, însă cu „TARE" ale condițiilor de generare. Acestea (fig. 3.18) sunt *la reglarea automată,* manifestate prin micșorarea câmpului de toleranță: $T_{pj}<T_j$, menținându-se aici condiția de aproximativă simetrie. *La reglarea manuală* se manifestă migrația către caracteristica minimă (J_{min}), și în plus poligoane de frecvență nesimetrice și cu frecvența absolută maximă amplasată aleator (fig. 3.18). De asemenea, sunt valabile enunțurile teoretice de mai sus la piesa prelucrată prin *reglare mixtă.*

Practic, în cursul deplinătății de anvergură productivă, după ce a trecut perioada de început a producției (de serie și mai ales de masă), pentru a determina valorile practice ale jocului, valoarea deplasării migratorii, alura curbei de distribuție și mai ales stabilirea cuantumului de corecție, se fac măsurări efective.

Exemplu de experiment industrial

Ajustajul proiectat Ø170 *H8/f8*, care s-a prelucrat prin reglare manuală. Datele de prelucrare ale ajustajului TAB. B sunt: A_i=0; A_s=63 μm; a_s=–43 μm; a_i=–106 μm; J_{max}=169 μm; J_{min}=43 μm; J_{med}=106 μm. La prelucrarea manuală T_{DST}=21 μm (A_{iST}=0; A_{SST}=21 μm); T_{dST}=21 μm (a_{sST}=–43 μm; a_{iST}=–64 μm).

$T_{DST}/2=T_{dST}/2=21/2\approx10$ μm,

$T_D/2=T_d/2=63/2\approx62/2=31$ μm,

migrația se realizează în domeniul rezultat prin diferența

Scanned with OKEN Scanner

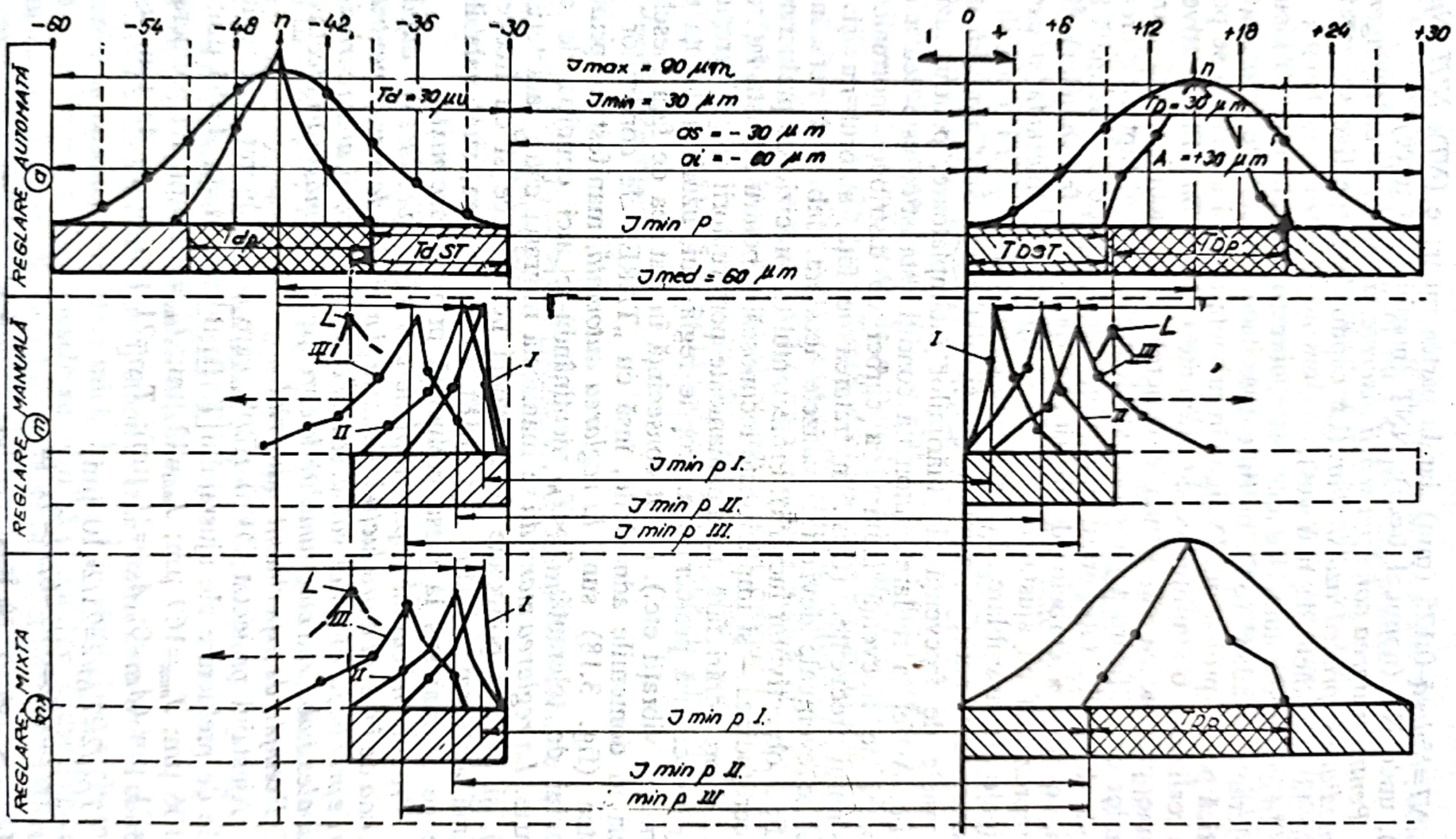


Fig. 3.18. Poligoanele de frecvenţă ale abaterilor efective (virtuale) la un ajustaj cu joc prelucrat ⓐ; ⓜ; ⓜx.

Scanned with OKEN Scanner

$T/2-T_{ST}/2=31-10=21$ μm$=1/3\ T_D=1/3\ T_d$,

valoare care s-a stabilit în capitolele precedente.

În (tab. 3.4), este redată prelucrarea datelor experimentale (de măsurare) ale alezajelor ∅170 H8. În fig. 3.19, este reprodusă histograma, iar în fig. 3.20, este reprezentat poligonul frecvenţelor datelor măsurate la alezajul ∅170 H8..

În tabelul 3.5, este redată prelucrarea experimentală a datelor de măsurare a arborilor ∅170 f8. În fig. 3.21 este reprezentată histograma, iar în fig. 3.22 este reprodus poligonul frecvenţelor datelor măsurate la arborele ∅170 f8. În tabelul 3.6. este redată prelucrarea datelor experimentale a ajustajelor obţinute prin împerechere întâmplătoare. În fig. 3.23. şi 3.24. sunt redate histograma şi poligonul rezultate din tabelul 3.6. În fig. 3.25. sunt redate poziţiile poligonului frecvenţelor valorilor efective ale alezajului şi ale arborelui, realizate prin prelucrare industrială de serie a ajustajului ∅170 H8/f8. Se observă din fig. 3.25. (şi se culeg datele din tabelele 3.4. şi 3.5.), tendinţa centripetă a dimensiunilor efective (faţă de valoarea lor medie).

Jocul mediu practic (jocul efectiv):

$$J_{med}=A_{Emp}-a_{emp}=D_{mp}-d_{mp}=X_D-X_d=16{,}567-(-55{,}62)=72{,}187\ \mu m\approx 72\ \mu m.$$

Jocul mediu teoretic:

$$J_m=\frac{J_{max}+J_{min}}{2}=\frac{169+43}{2}=106\ \mu m$$

$\Delta J=J_f-J_i=72-106=-34$ μm, deci jocul practic scade cu 34 μm, migrând către jocul minim.

Din alura poligonului fiecărei mărimi (D); (d); (J), se observă că prelucrarea s-a efectuat prin reglarea manuală Ⓜ , a maşinilor-unelte. Acest fapt rezultă din tendinţa de migrare centrifugă a lui ΔD şi Δd (către începutul câmpului de toleranţă). În acelaşi timp se poate trage concluzia fermă potrivit căreia, *ajustajul nu a fost corectat la prelucrare, în faza de proiectare.* Aceasta se deduce prin aceea că, s-a obţinut un joc efectiv (mediu):

$J_{medE}=72{,}1\approx 72$ μm, în loc de jocul mediu teoretic (jocul optim) de:

$J_{med}=106$ μm, cauzând o variaţie negativă de joc (jocul migrează de la jocul mediu către jocul minim) (fig. 3.25.).

$\Delta J=J_f-J_i=72-106=-34$ μm.

Aceasta rezultă şi din analiza separată a variaţiei jocului în funcţie de fiecare piesă în parte:

$\Delta J=\Delta D-\Delta d=\Delta A-\Delta a$; $\Delta A=16{,}5-31{,}5=-15$ μm;

$\Delta a=-55{,}6-(-74{,}5)=+18{,}9\approx+19$ μm; $-\Delta d=-19$ μm; $\Delta J=-15-19=-34$ μm.

Jocul de proiectare corectat la prelucrarea Ⓜ , va fi:

$J_{PK(pm)}=J_{med}-\Delta J=106-(-34)=140$ μm.

(Este evident că admiţând o variaţie de joc $\Delta J=-34$ μm, în cazul noului joc corectat, ajustajul proiectat în maniera rezultată din analiza statistică, va rezulta la jocul mediu nominal ($J_{med}=106$ μm)).

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.4

Prelucrarea datelor experimentale Ø 170 H8 ($^{+0,063}_{0}$)

Numărul clasei	Limitele clasei x_i	Limitele clasei x_{i+1}	Media clasei x_{mi} [μm]	Frecvența absolută n_i [buc.]	Frecvența relativă f_i	$\frac{x_{mi}-c}{a}$	$\frac{(x_{mi}-c)n_i}{a}$	Media aritmetică a probei $\bar{x}$ [μm]	$\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2$	Abaterea medie pătratică σ [μm]	$\bar{x}-3\sigma$	$\bar{x}+3\sigma$	$(x_{mi}-\bar{x})$ [μm]	$(x_{mi}-\bar{x})^3$	$(x_{mi}-\bar{x})^4$	Coeficientul de asimetrie α	Coeficientul de exces τ
1	0	7	3,5	4	0,026	−2	−8	$\bar{x}=c+a\frac{\sum \frac{x_{mi}-c}{a}\cdot n_i}{n}=16,567$	4	$\sigma=a\sqrt{\frac{\sum\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2\cdot n_i}{n-1}}=7,727$	−6,613	39,477	−13,067	−2231,144	29 154,363	$\alpha=\frac{1}{\sigma^3}\sum\left(x_{mi}-\bar{x}\right)^3 n_i=252,027$	$\tau=\frac{1}{\sigma^4}\sum\left(x_{mi}-\bar{x}\right)^4\cdot\left(n_i-3\right)=3499,25$
2	8	15	11,5	67	0,448	−1	−67		1				−5,067	−130,092	659,179		
3	16	23	19,5	69	0,46	0	0		0				2,933	25,231	74,003		
4	24	31	27,5	6	0,04	1	6		1				10,933	1 306,827	14 287,538		
5	32	39	35,5	0	0	2	0		4				18,933	6 786,695	128 492,49		
6	40	47	43,5	2	0,013	3	6		6				26,933	19 536,834	526 185,56		
7	48	55	51,5	2	0,013	4	8		16				34,933	42 629,246	1 489 167,5		
8	56	63	59,5	0	0	5	0		25				42,933	79 135,93	3 397 542,9		

$a=8$; $c=19,5$; $n=150$

Scanned with OKEN Scanner

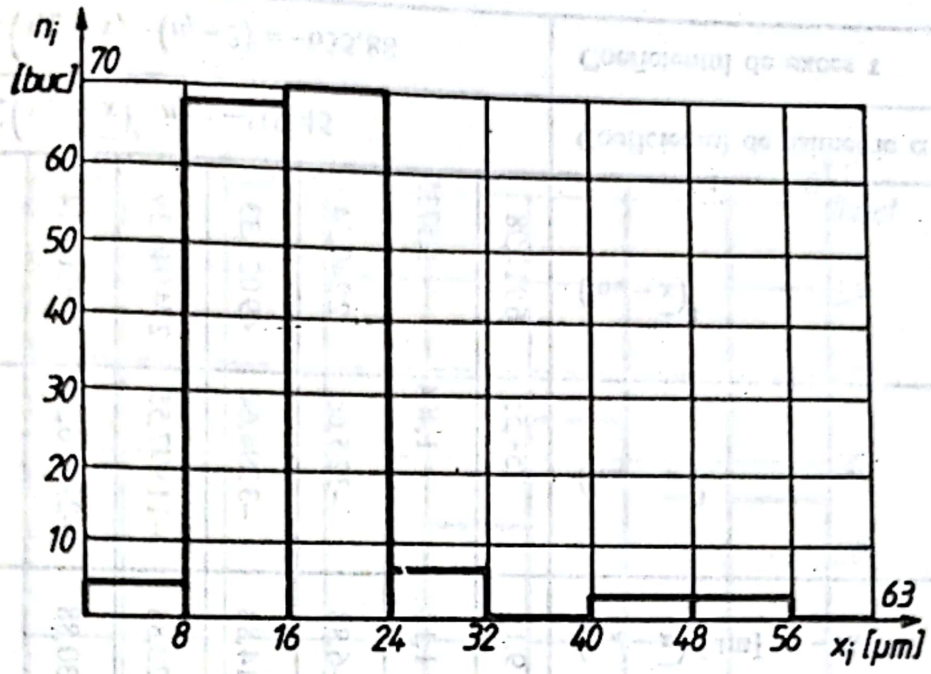


Fig. 3.19. Histograma.

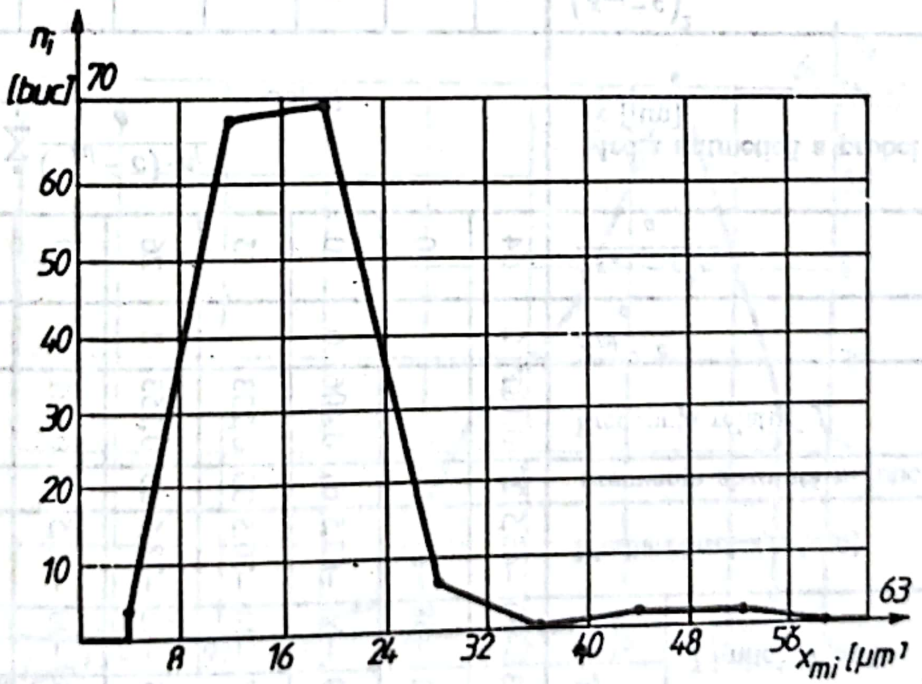


Fig. 3.20. Poligonul frecvențelor.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.5

Prelucrarea datelor experimentale Ø 170 f8($^{-0,043}_{-0,100}$)

Numărul clasei	Limitele clasei x_i	Limitele clasei x_{i+1}	Media clasei x_{mi} [µm]	Frecvența absolută n_i [buc.]	Frecvența relativă f_i	$\frac{x_{mi}-c}{a}$	$\frac{(x_{mi}-c)n_i}{a}$	Media aritmetică a probei $\bar{x}$ [µm]	$\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2$	Abaterea medie pătratică σ [µm]	$\bar{x}-3\sigma$	$\bar{x}+3\sigma$	$(x_{mi}-\bar{x})$ [µm]	$(x_{mi}-\bar{x})^3$	$(x_{mi}-\bar{x})^4$	Coeficientul de asimetrie α	Coeficientul de exces τ
1	–43	–50	–46,5	27	0,181	2	54	$\bar{x}=c+a\frac{\sum(x_{mi}-c)\cdot n_i}{n}=-55,62$	4	$\sigma=a\sqrt{\frac{\sum\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2\cdot n_i}{n-1}}=11,102$	–88,928	–22,311	9,12	758,55	6917,98	$\alpha=\frac{1}{\sigma^3}\cdot\frac{1}{n}\sum(x_{mi}-\bar{x})^3\cdot n_i=-419,45$	$\tau=\frac{1}{\sigma^4}\cdot\frac{1}{n}\sum(x_{mi}-\bar{x})^4\cdot(n_i-3)=-635,88$
2	–51	–58	–54,5	0	0	1	0		1				1,12	1,404	1,5735		
3	–59	–66	–62,5	61	0,406	0	0		0				–6,88	–325,66	2240,54		
4	–67	–74	–70,5	35	0,233	1	35		1				–14,88	–3294,64	49024,33		
5	–75	–82	–78,5	23	0,153	2	26		4				–22,88	–11977,55	274046,39		
6	–83	–90	–86,5	3	0,021	3	6		9				–30,88	–29446,37	909304,14		
7	–91	–98	–94,5	0	0,006	4	0		16				–38,88	–58773,12	2285099		
8	–99	–106	–102,5	1	0	5	5		25				–46,88	–103029,79	4830036,5		

a=8; c=–62,5; n=150

Fig. 3.21. Histograma

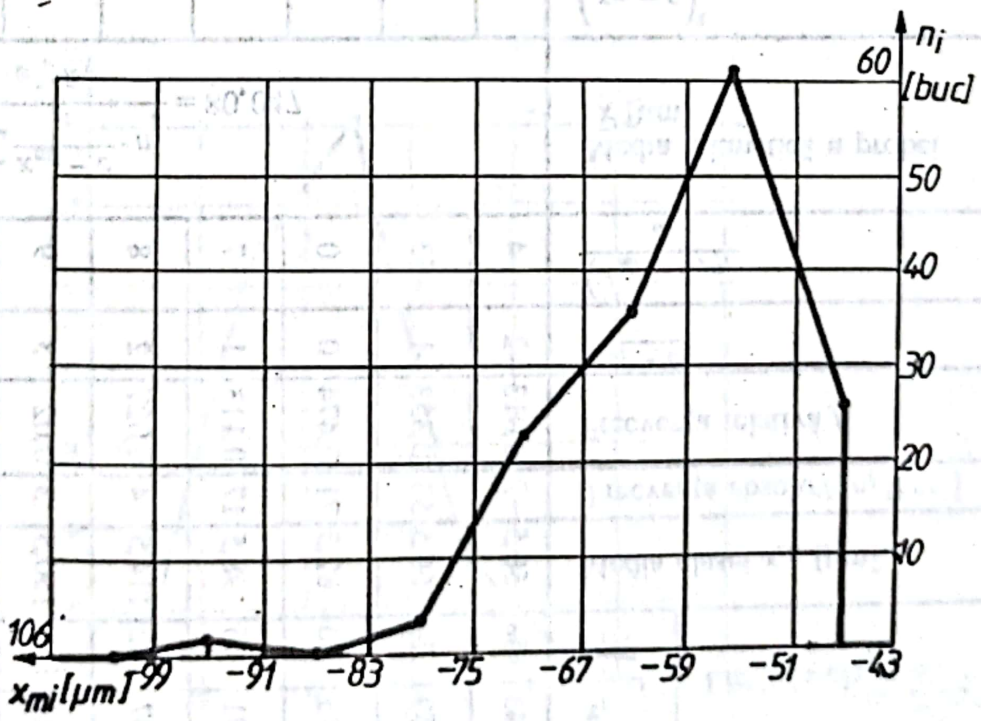


Fig. 3.22. Poligonul frecvențelor.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.6

Prelucrarea datelor experimentale Ø 170 H8/f8

Numărul clasei	Limitele clasei x_i	Limitele clasei x_{i+1}	Media clasei x_{mi} [μm]	Frecvența absolută n_i [buc.]	Frecvența relativă f_i	$\frac{x_{mi}-c}{a}$	$\frac{(x_{mi}-c)n_i}{a}$	Media aritmetică a probei $\bar{x}$ [μm]	$\left(\frac{x_m-c}{a}\right)^2$	Abaterea medie pătratică σ [μm]	$\bar{x}-3\sigma$	$\bar{x}+3\sigma$	$(x_m-\bar{x})$ [μm]	$(x_m-\bar{x})^3$	$(x_m-\bar{x})^4$	Coeficientul de asimetrie α	Coeficientul de exces τ
1	43	58	50,5	2	0,013	−2	−4	$\bar{x}=c+a\frac{\sum\frac{x_{mi}-c}{a}\cdot n_i}{n}=80,047$	4	$\sigma=a\sqrt{\frac{\sum\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2\cdot n_i}{n-1}}=12,993$	41,067	119,027	−29,547	−25 795,276	762 173,01	$\alpha=\frac{1}{\sigma^3}\cdot\frac{1}{n}\sum\left(x_{mi}-\bar{x}\right)^3\cdot n_i=262,855$	$\tau=\frac{1}{\sigma^4}\cdot\frac{1}{n}\sum\left(x_{mi}-\bar{x}\right)^4\cdot(n_i-3)=-6779,245$
2	59	74	66,5	53	0,353	−1	−53		1				−13,547	−2 486,162	33 680,034		
3	75	90	82,5	71	0,474	0	0		0				2,453	14 760	36,207		
4	91	106	98,5	17	0,113	1	17		1				18,453	6 283,490	115 949,25		
5	107	122	114,5	4	0,027	2	8		4				34,453	40 896,028	1 408 990,9		
6	123	138	130,5	3	0,02	3	9		9				50,453	128 428,37	6 479 596,3		
7	139	154	146,5	0	0	4	0		16				66,453	293 456,53	19 501 067		
8	155	170	162,5	0	0	5	0		25				82,453	560 556,49	46 219 564		

a=16; c=82,5; n=150

Scanned with OKEN Scanner

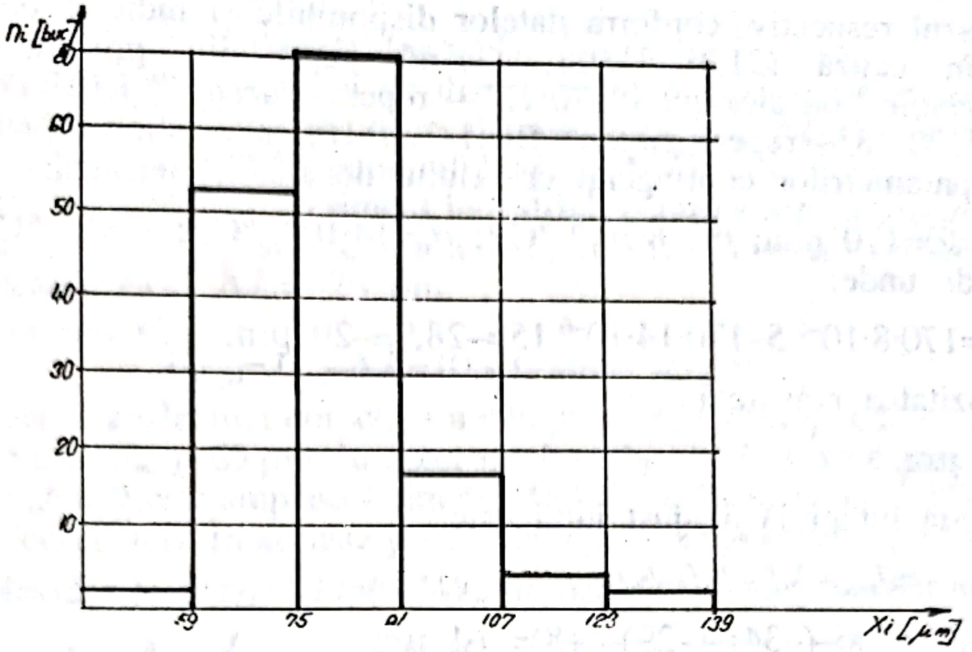


Fig. 3.23. Histograma.

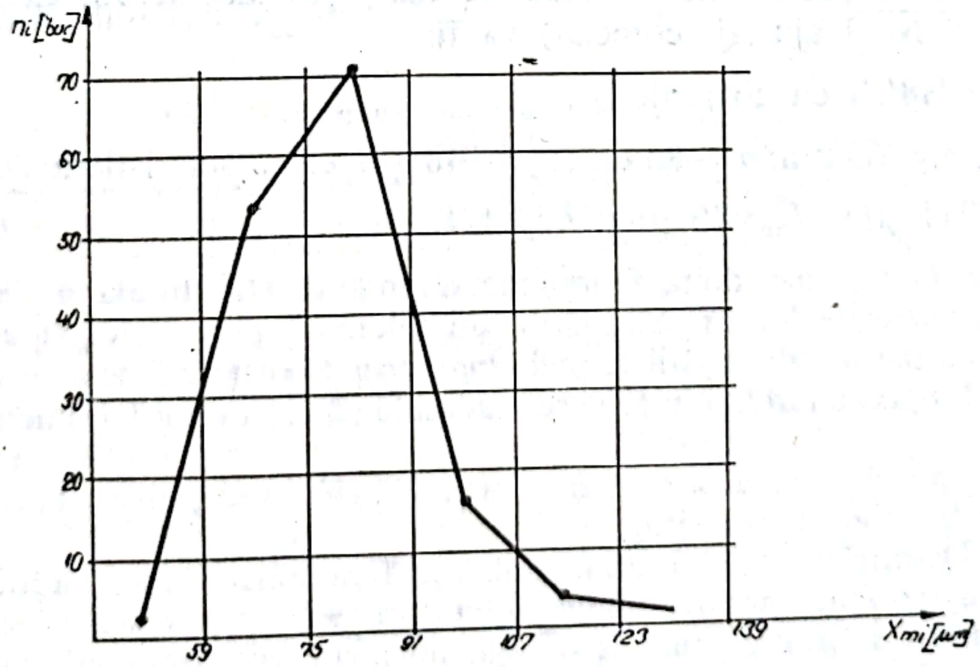


Fig. 3.24. Poligonul frecvențelor.

$J_{med}=J_{PK(p)}+\Delta J=140-34=106$ µm.

În cazul respectiv, conform datelor disponibile şi indicate de beneficiar, ajustajul în cauză Ø170 H8/f8, făcând parte din produs: *„Ridicător electro-hidraulic"* cu alezajul Ø170 H8 – reper: *„carcasă"* REH D 320–25, şi arborele Ø170 f8 – reper *„piston"* REH 320–16, este solicitat la următoarele valori ale parametrilor contingenţi criteriului de analiză termică:

$D=d=\varnothing=170$ mm; $\alpha_D=8\cdot10^{-6}$ °C^{-1}; $\alpha_d=14\cdot10^{-6}$ °C^{-1}; $t_D=25$ °C; $t_d=35$ °C; $t_0=20$ °C, de unde:

$\Delta J_{(t)}=170\cdot8\cdot10^{-6}\cdot5-170\cdot14\cdot10^{-6}\cdot15=-28{,}9\approx-29$ µm.

Rugozitatea măsurată:

$R_z=2$ µm.

Corecţia integrală a ajustajului este:

$J_{PK(p)(t)(R)}=J_{med}-\Delta J_p-\Delta J_t-\Delta J_R$

$J_{PK(p)(t)(R)}=106-(-34)-(-29)-(+8)=161$ µm.

Reaşezarea jocului TAB. B:

$161=63+x$ unde,

– valoarea 63 este proprie preciziei ajustajului original $IT_8=63$ µm (din proiectare),

– mărimea „x" va corespunde noului joc minim $|a_s|$ din TAB. B (chenar II):

$x=161-63=98$ µm,

în TAB. B se obţine valoarea cea mai apropiată de 98, va fi 85 pentru ajustajul „e". Noul ajustaj (corectat) va fi:

Ø170 H8/e8 cu abaterile,

$A_i=0$; $A_s=+63$ µm; $a_s=-85$ µm; $a_i=-148$ µm, cu caracteristicile de asamblare:

$J_{max}=211$ µm; $J_{min}=85$ µm; $J_{med}=148$ µm.

În concluzie, apar două fenomene de natură structurală a dimensiunilor efective cu abaterile lor, în câmpurile de toleranţă proiectate, şi anume:

1°. Datorită naturii reglării la prelucrare, apar tendinţe migratorii ale abaterilor:

1°.1. La prelucrarea prin reglare automată ⓐ, apare un fenomen de migrare centripetă;

1°.2. La prelucrarea prin reglare manuală ⓜ, sau prin montaj ⓜⓧ apare fenomenul de migrare centrifugă;

1°.3. Datorită influenţei temperaturii în funcţionarea ajustajului, precum şi a celei a rugozităţii, apar fenomene migratorii $\pm\Delta J_{(t)}$; $+\Delta J_{(R)}$.

2°. În oricare dintre situaţiile de mai sus apare evidentă tendinţa de regresie a câmpurilor de toleranţă practice, faţă de cele teoretice. Concludent sub aspect analitic apare aici „coeficientul de regresie K_r".

Scanned with OKEN Scanner

Influenţele migratorii de la punctul 1° (1°.1; 1°.2 şi 1°.3) se înlătură prin corecţia ajustajului:

$$J_{medK(p)(t)(R)}=J_{med}-\Delta J_{(p)}-\Delta J_{(t)}-\Delta J_{(R)},$$

fapt care asigură translaţia curbei de distribuţie la valoarea optimă poziţională (media aritmetică $\bar{X}$, coincide cu valoarea jocului mediu). Toate aceste considerente au fost tratate în paragrafele precedente.

Dintr-un exemplu de experiment industrial, pentru simplificare în fig. 3.25, s-a considerat numai migraţia datorită prelucrării. Valoarea variaţiei jocului datorită prelucrării este: $\Delta J_p=-26$ µm.

Se aplică corecţia:

$$J_{PK(p)}=J_{med}-\Delta J_p=106-(-26)=132 \text{ µm},$$

fapt care impune translatarea corectivă a câmpului de toleranţă cu 26 µm, pentru care $J_{maxK}=195$ µm; $J_{minK}=69$ µm. În acest mod, curba de distribuţie practică (curba 6 fără corecţie „6nc") este amplasată simetric faţă de curba teoretică („1") în poziţia „6c" (curba 6 corectată). În această poziţie procentul de acoperire „A" se deduce:

$$\%A=(\varnothing(z_1)+\varnothing(z_2))\cdot 100=(0{,}4495+0{,}41924)\cdot 100=86{,}874=87\%.$$

$$z_1=\frac{x_1}{\sigma}=\frac{a_{sp}-J_{med}}{\sigma}=\frac{140{,}5-106}{21}=1{,}64 \Rightarrow \varnothing(z_1)=0{,}4495,$$

$$z_2=\frac{x_2}{\sigma}=\frac{J_{med}-a_{ip}}{\sigma}=\frac{106-76{,}5}{21}=1{,}40 \Rightarrow \varnothing(z_2)=0{,}41924.$$

Calculul se simplifică recurgând la Tab. B (tabelul 3.7.), în care se dă procentual acoperirea (A%) în funcţie de coeficientul de regresie al câmpului de toleranţă (K_r):

$$K_r=\frac{T_p}{T_{aj}}=\frac{140{,}5-76{,}5}{126}=\frac{64}{126}=0{,}507;$$

pentru $K_r=0{,}507$ din Tab. B: $A=86{,}63\%=87\%$.

Tabelul 3.7

(A%) Acoperirea procentuală funcţie de K_r

Tab. B

K_r	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0,9	99,306	99,366	99,422	99,472	99,520	99,562	99,602	99,638	99,672	99,702
0,8	98,360	98,490	98,610	98,722	98,826	98,922	99,012	99,094	99,070	99,242
0,7	96,428	96,628	96,832	97,148	97,358	97,556	97,740	97,912	98,072	98,222
0,6	92,814	93,266	93,712	94,124	94,514	94,882	95,302	95,556	95,864	96,154
0,5	86,638	87,398	88,124	88,816	89,476	90,106	90,704	91,274	91,814	92,328
0,4	76,986	78,126	79,234	80,294	81,306	82,298	83,242	84,146	85,014	85,844
0,3	63,188	64,762	66,294	67,782	69,226	70,628	71,986	73,310	74,560	75,800
0,2	45,150	47,130	49,074	50,980	52,848	54,674	56,460	58,206	59,908	61,570
0,1	23,582	25,860	28,116	30,340	32,552	34,728	36,878	38,994	41,080	43,132

Scanned with OKEN Scanner

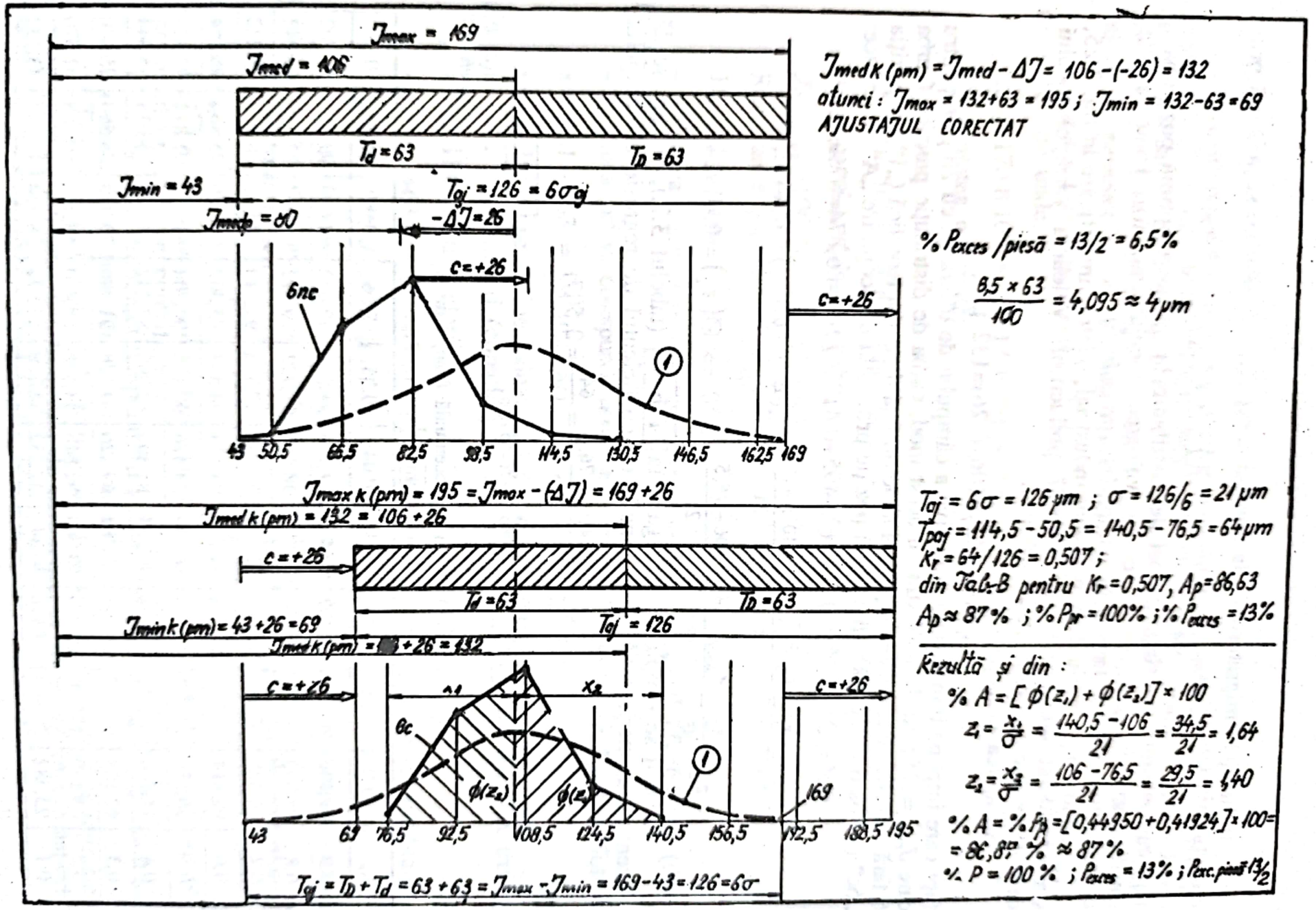


Fig. 3.25. Corecția și „acoperirea" toleranțelor la ajustajul Ø170 H8/f8.

Scanned with OKEN Scanner

Rezerva „neacoperită" *NA:*

NA=100–A=100–87=13%, care constituie un fond disponibil de precizie de prelucrare suplimentară.

$$13\% \text{ din } T_{aj}=\frac{13\times126}{100}=16{,}38 \text{ µm}\cong16 \text{ µm},$$

care reprezintă pentru fiecare piesă:

$$NA_{piesa}=\frac{NA_{aj}}{2}=8 \text{ µm}.$$

Cu valoarea respectivă, de domeniu „neacoperit" pentru fiecare piesă $NA_{piesă}$=8 µm, se va mări câmpul de toleranţă teoretic.

Astfel, de la abaterile proiectate:

$$A_i=0;\ A_s=63 \text{ µm};\ a_s=-43 \text{ µm};\ a_i=-106 \text{ µm}$$

prin corecţie, se ajunge la abaterile corectate (K):

$$A_{iK}=0+26=26 \text{ µm};\ A_{sK}=63+26=89 \text{ µm};$$

$$a_{sK}=-(43+26)=-69 \text{ µm};\ a_{iK}=-(69+63)=-132 \text{ µm},$$

iar prin mărirea fiecărui câmp de toleranţă cu valoarea rezervei NA:

A_{iK}=26 µm; $A_{sK}+NA$=89+8=97 µm;

a_{sK}=–69 µm; $a_{iK}+NA$=–(132+8)=–140 µm.

Aceste patru abateri se vor trece pe desen.

În acelaşi mod se rezolvă problema şi la ajustajele cu strângere (vezi subcapitolul respectiv).

În fig. 3.26. a, sunt reprezentate câmpurile de toleranţă ale celor două piese şi toleranţa ajustajului ∅170 H8/f8, în cele trei ipostaze ale naturii reglării maşinii unelte prelucrătoare: Reglare ⓐ; ⓜ; ⓜⓧ.

La reglarea automată ⓐ sunt reprezentate curbele ①, ②, şi ④ valabile pentru toleranţele:

① $T_{aj}=J_{max}-J_{min}=T_D+T_d$=126 µm=6σ; σ=21 µm;

② $T_{tp}=\sqrt{T_D^2+T_d^2}$=89≃90 µm şi,

④ $T_p=J_{maxp}-J_{minp}$=140–70=70 µm.

La curba Ⓘ acoperirea procentuală A=100%

Din $K_r=\frac{126}{126}=1$; A=100% sau,

$\%A=(\varnothing(z_1)+\varnothing(z_2))\cdot100=(0{,}5+0{,}5)\cdot100=100\%$.

La curba ②, acoperirea procentuală A%:

$K_r=\frac{T_{tp}}{T_{aj}}=\frac{96}{126}=0{,}71$, din Tab. B.: A=96,628%≃97% sau din calculul:

Scanned with OKEN Scanner

$\%A=(\varnothing(z_1)+\varnothing(z_2))\cdot 100=(0{,}48382+0{,}48382)\cdot 100=96{,}764$, (din)

$$z_1=\frac{x_{1tp}}{\sigma}=\frac{45}{21}=2{,}14=z_2=\frac{x_{2tp}}{\sigma}=\frac{45}{21}=2{,}14,$$

pentru $z_1=z_2=2{,}14$:

$$\varnothing(z_1)=\varnothing(z_2)=0{,}48382$$

La curba ④,

$K_r=\frac{T_p}{T_{aj}}=\frac{70}{126}=0{,}55$, din **Tab. B.**: A=90,106%≈90%, sau din calculul

$\%A=(\varnothing(z_1)+\varnothing(z_2))\cdot 100=(0{,}45154+0{,}45154)\cdot 100=90{,}308\approx 90\%$;

$$z_1=z_2=\frac{x_{1tp}}{\sigma}=\frac{x_{2tp}}{\sigma}=\frac{35}{21}=1{,}666$$

$$\varnothing(z_1)=\varnothing(z_2)=0{,}45154.$$

La reglarea manuală (m) sunt reprezentate curbele ① și ⑥' (curba de distribuție practică necorectată). Aceasta ia locul în poziția 6, după corecție.

① $T_{aj}=J_{max}-J_{min}=T_D+T_d=126$ μm$=6\sigma$; $\sigma=21$ μm.

La curba ⑥,

$K_r=\frac{38}{126}=0{,}30$, din **Tab. B.**: A=63,188%≈63%, sau din calcul:

$\%A=(\varnothing(z_1)+\varnothing(z_2))\cdot 100=(0{,}32894+0{,}305)\cdot 100=63{,}394\%$;

$$z_1=\frac{x_{1p}}{\sigma}=\frac{20}{21}=0{,}95238\Rightarrow\varnothing(z_1)=0{,}32894,$$

$$z_2=\frac{x_{2p}}{\sigma}=\frac{18}{21}=0{,}857\Rightarrow\varnothing(z_2)=0{,}305.$$

La reglarea mixtă (mx),

① $T_{aj}=J_{max}-J_{min}=T_D+T_d=126=6\ \sigma$; $\sigma=21$ μm.

La curba ⑥ după corecția din ⑥':

$K_r=\frac{58}{126}=0{,}460$, din **Tab. B.**: A=83,242%≈83%, sau din calculul:

$\%A=(\varnothing(z_1)+\varnothing(z_2))\cdot 100=(0{,}44179+0{,}38293)\cdot 100=82{,}472$;

$$z_1=\frac{x_{1p}}{\sigma}=\frac{33}{21}=1{,}57,\qquad\varnothing(z_1)=0{,}44179,$$

$$z_2=\frac{x_{2p}}{\sigma}=\frac{25}{21}=1{,}19,\qquad\varnothing(z_2)=0{,}38293.$$

Scanned with OKEN Scanner

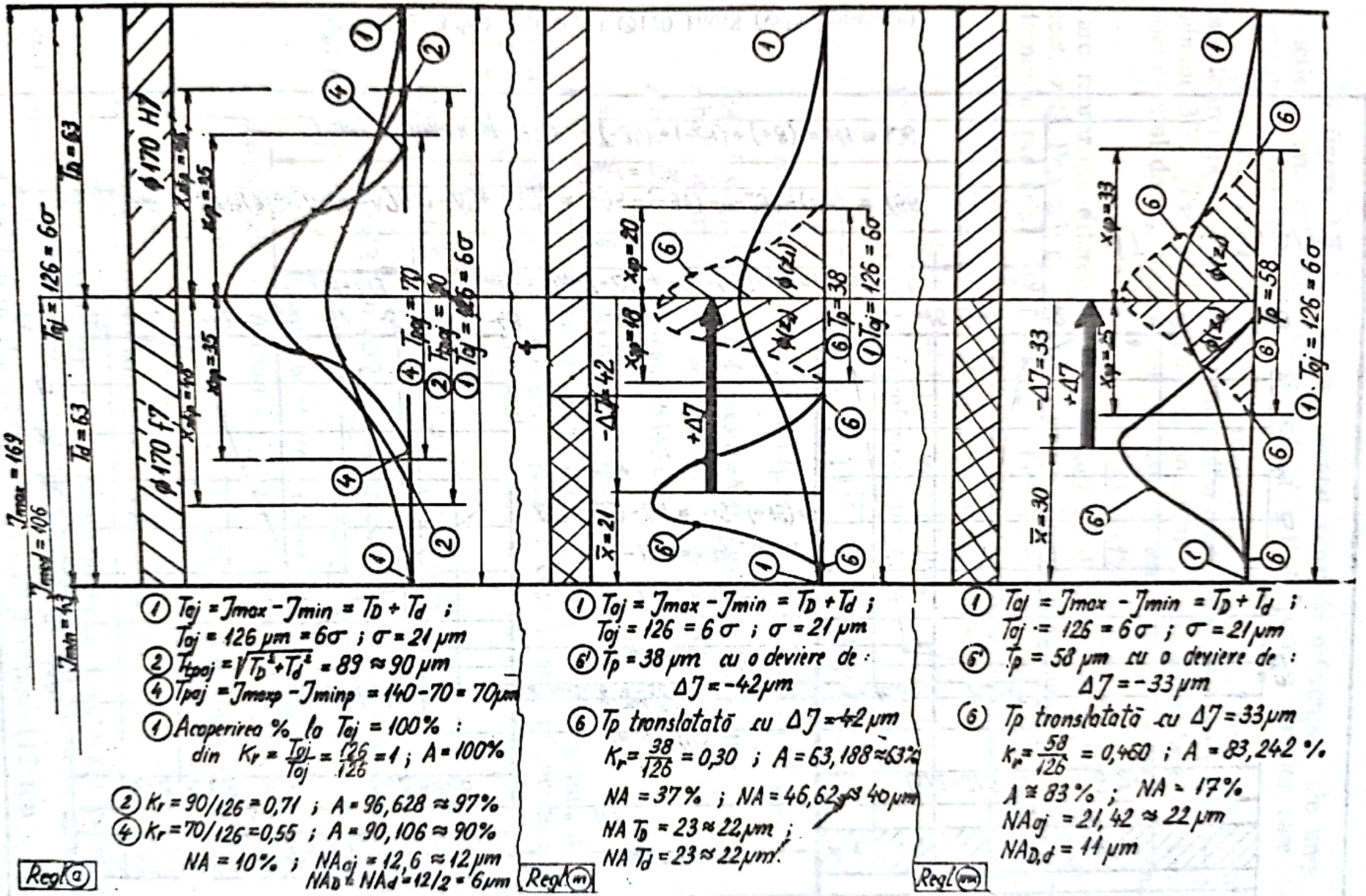


Fig. 3.26.a. Corecţia şi „acoperirea" la ajustajul Ø170 H8/f8 la reglarea ⓐ, ⓜ, ⓜx

Scanned with OKEN Scanner

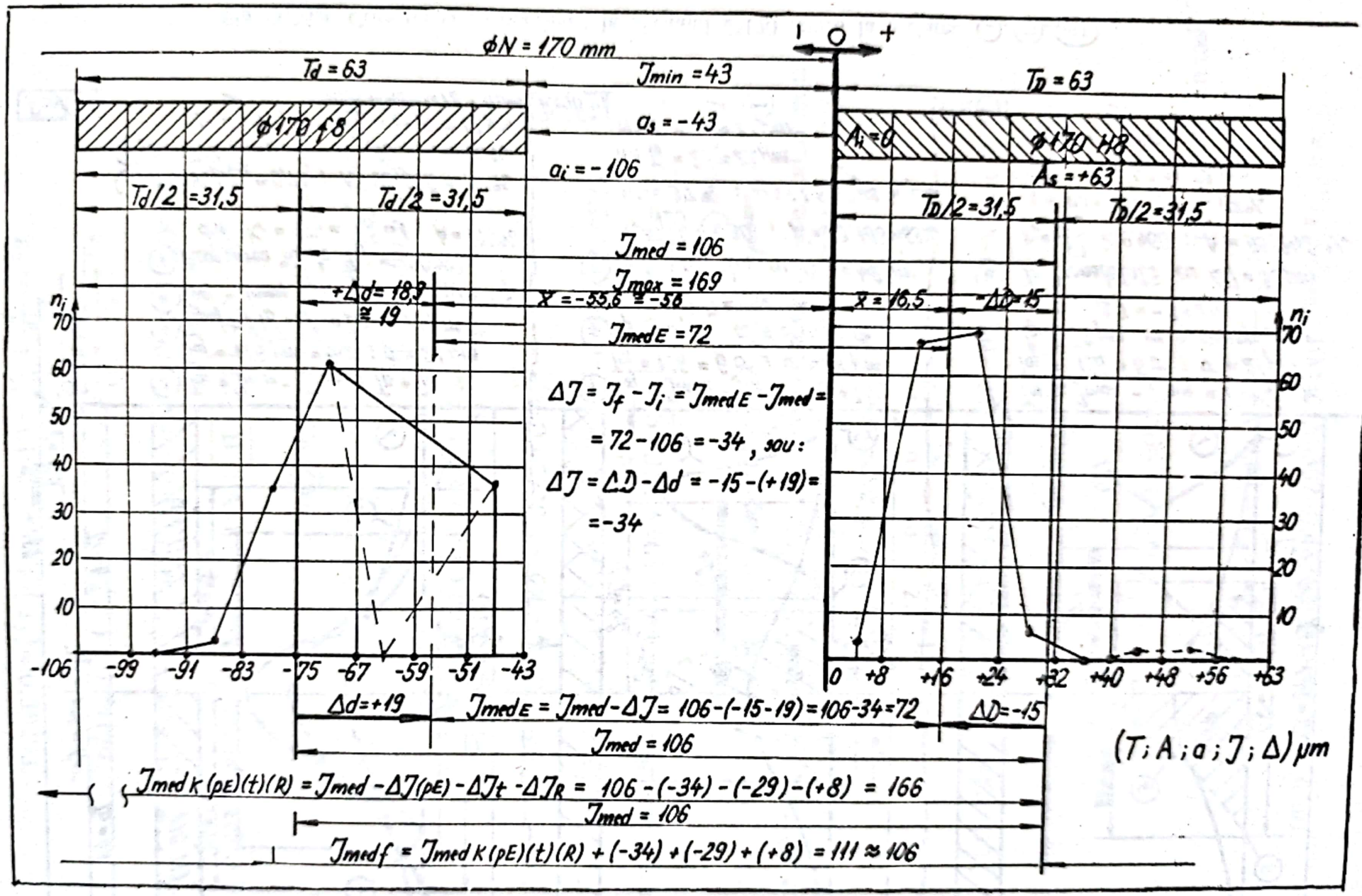


Fig. 3.26.b. Ajustajul ∅170 H8/f8 (valori practice).

Scanned with OKEN Scanner

În figura 3.26.b, s-au reprezentat situaţiile diferenţiate ale unor valori practice, care au decurs din prelucrarea şi măsurarea pieselor care compun ajustajul ∅170 H8/f8.

S-au calculat coeficienţii de regresie K_r, ai mărimii câmpurilor de toleranţă în cele trei ipostaze ale reglării maşinilor-unelte la prelucrarea pieselor. Utilizând tabelul 3.7. Tab. B, rezultă şi procentul de acoperire ($A\%$) în funcţie de coeficientul de regresie. Restul procentual, neacoperit ($NA\%$) se calculează din:

$$NA\%=100-A\%,$$

care reprezintă diferenţa din domeniul de dispersie admisibil (Taj), diferenţă neutilizată. Pentru a nu învesti precizie suplimentară, se impune utilizarea întregului domeniu prescris prin proiectare, fapt care presupune mărirea câmpului de toleranţă cu o valoare procentuală proporţională cu $NA\%$ (domeniul NEACOPERIT).

Astfel ţinând seama de abaterile proiectate:

$$A_i=0;\ A_s=63\ \mu m;\ a_s=-43\ \mu m;\ a_i=-106\ \mu m$$

1° *La prelucrarea prin reglare automată* @*:*

$$K_r=\frac{T_{tp}}{T_{aj}}=\frac{90}{126}=0{,}71,\ \text{din Tab. B.}:\ A=96{,}628=97\%,$$

$$NA\%=100-97=3\%;\ NA\ (\mu m)=\frac{3\cdot T_{aj}}{100}=\frac{3\cdot 126}{100}=3{,}78\simeq 4\ \mu m,$$

NA (ajustaj)=4 μm; NA (piesă)=NA(ajustaj)/2=4/2=2 μm.

Abaterile reaşezate (A_{sr}; a_{ir}) acoperitor suplimentar vor fi:

$A_i=0$; $A_{sr}=A_s+NA$ (piesă)=63+2=65 μm,

$a_s=-43$ μm; $a_{ir}=-(a_i+NA\ (\text{piesă}))=-108$ μm.

1°.1. *Teoretic la prelucrarea automată*, dacă se ţine seama de valoarea toleranţei teoretice probabile (T_{tp}), reaşezarea acoperitoare suplimentar a abaterilor este aproape neglijabilă. În cazul în care se consideră toleranţa practică ⑥ $T_p=70$ μm:

$$K_r=\frac{70}{126}=0{,}55;\ A=90{,}106\cong 90\%,\ NA=10\%,$$

NA (ajustaj)=12,6 μm≅12 μm; NA (piesă) $=\frac{12}{2}=6$ μm, când abaterile reaşezate (A_{sr}; a_{ir}) vor fi:

$$A_i=0;\ A_{sr}=63+6=69\ \mu m;\ a_s=-43\ \mu m;\ a_{ir}=-112\ \mu m.$$

2° *La prelucrarea manuală,* (după efectuarea corecţiei $\bar{X}+\Delta J$):

$$K_r=\frac{38}{126}=0{,}30\ \rightarrow\ A=63{,}188\%\simeq 63\%;\ \ NA=37\%,$$

$$NA_{aj}=46{,}62\ \mu m=46\ \mu m;\ NA_{T_h}=NA_{T_d}=\frac{46}{2}=23=22\ \mu m.$$

Suplimentul neacoperit se distribuie ambelor capete ale câmpurilor de toleranţă (22/2=11) ale pieselor (apare un ajustaj în afara sistemelor standardizate).

$$A_{ir}=-11\ \mu m;\ A_{sr}=+74\ \mu m;\ a_{sr}=-32\ \mu m;\ a_{ir}=-117\ \mu m.$$

Scanned with OKEN Scanner

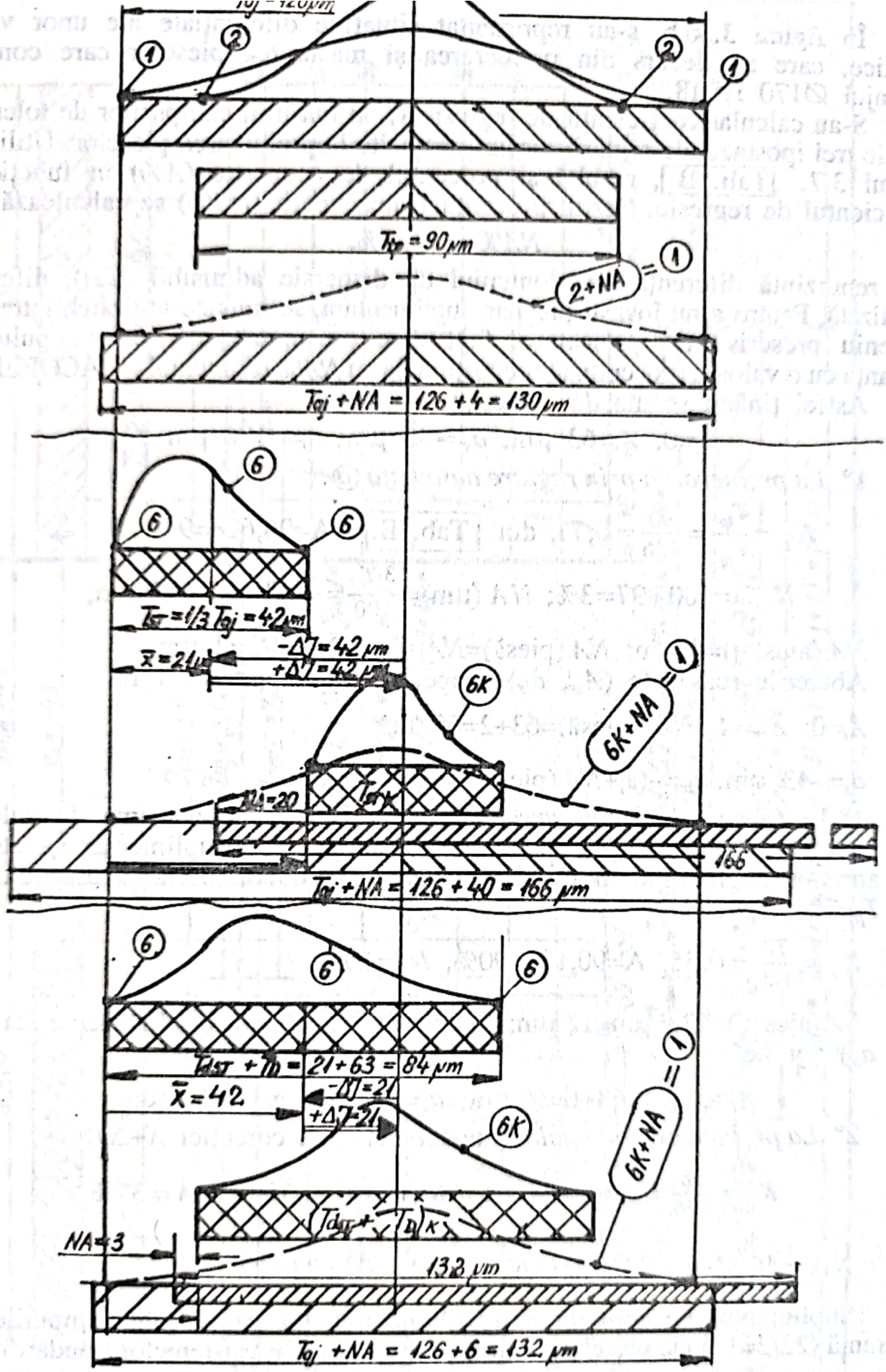


Fig. 3.26.c. Corecția și compensarea „acoperirii" la ajustajul Ø170 H8/f8.

Scanned with OKEN Scanner

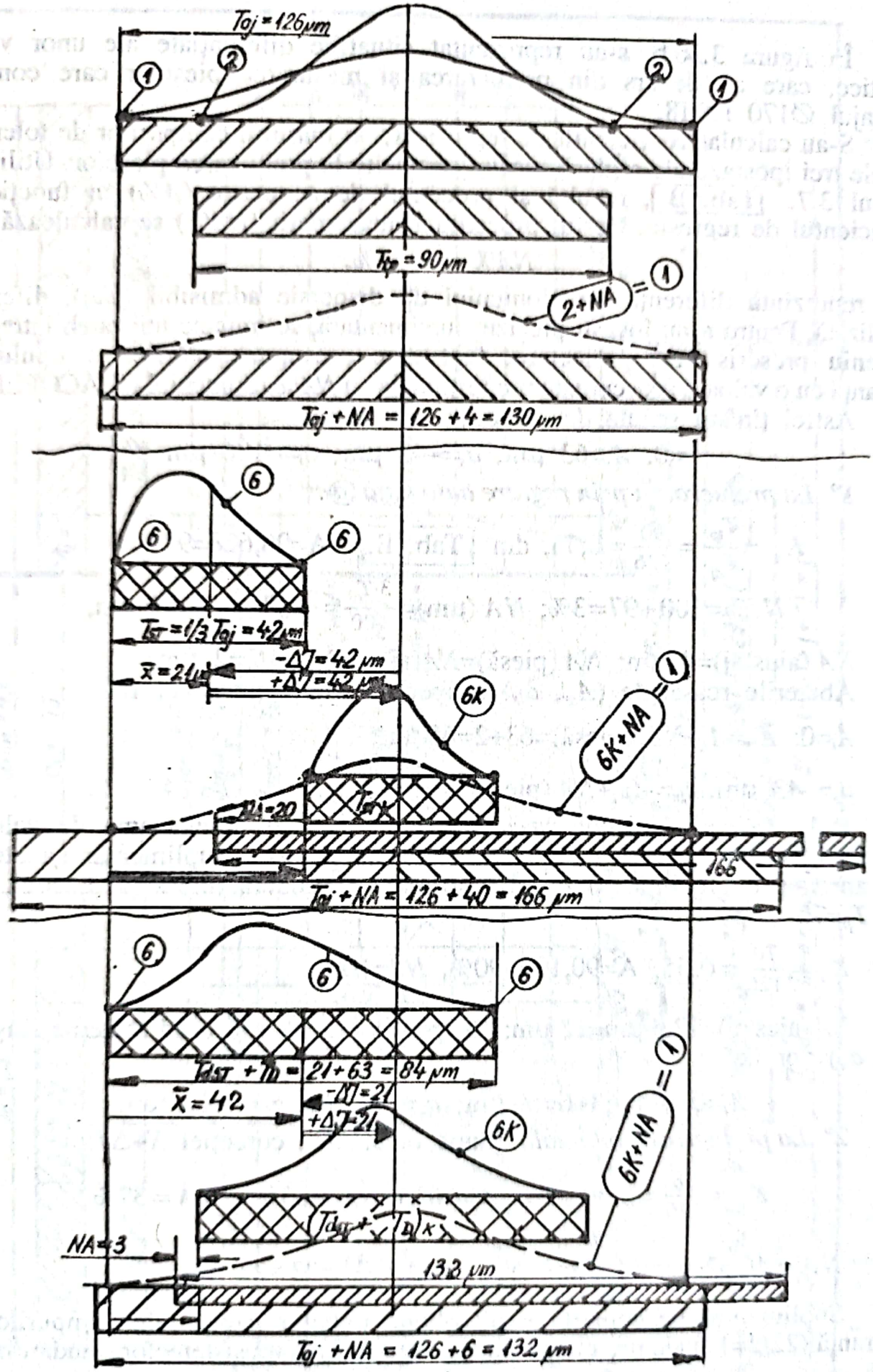


Fig. 3.26.c. Corecţia şi compensarea „acoperirii" la ajustajul Ø170 H8/f8.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.8

Valorile procentuale constante ale acoperirii „A" în funcţie de K_r la proiectare

Nr. crt.	Natura reglajului la prelucrare	Toleranţa ajustajului T_{aj} [µm]	Toleranţa teoretică probabilă T_{tp} [µm]	Toleranţa standard T_{ST} [µm]	Toleranţa standard teoretică probabilă T_{STtp} [µm]	Coeficientul de regresie K_r	Acoperirea procentuală A%	% Neacoperit NA %/ajustaj	% Neacoperit NA %/piesă	Valoarea neacoperită NA [µm]/ajustaj	Valoarea neacoperită NA [µm]/piesă
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	Automată (a)	$T_{aj}=T_D+T_d=J_{max}-J_{min}=S_{max}-S_{min}$ $T_{aj}=6\sigma$	$T_{tp}=\sqrt{T_D^2+T_d^2}$	–	–	$K_r=\frac{T_{tp}}{T_{aj}}=ct.=0,707$ K_r=0,707	96	4	$\frac{NA\%}{2}=2$	$NA=\frac{4T_{aj}}{100}$	$NA=\frac{2T_{aj}}{100}$
2	Manuală (m)		–	$T_{ST}=1/3T_{aj}$	–	$K_r=\frac{T_{ST}}{T_{aj}}=\frac{1/3T_{aj}}{T_{aj}}=$ $=ct.=0,333$; K_r=0,333	68	32	16	$NA=\frac{32T_{aj}}{100}$	$NA=\frac{16T_{aj}}{100}$
3	Aut.+man. montaj mixt (mx)		–	$T_{ST(d)}+T_D=$ $=1/3T_d+T_D$	–	$K_r=\frac{T_{ST(d)}+T_D}{T_{aj}}=$ $\frac{2/3T_{aj}}{T_{aj}}=ct.=0,666$ K_r=0,666	95	5	2,5	$NA=\frac{5T_{aj}}{100}$	$NA=\frac{2,5T_{aj}}{100}$
2'	Manuală (m)		–	–	$T_{STtp}=\sqrt{\left(\frac{T_D}{3}\right)^2+\left(\frac{T_d}{3}\right)^2}$	$K_r=\frac{T_{STtp}}{T_{aj}}=ct.=0,2357$ K_r=0,2357	51	49	24,5	$NA=\frac{49T_{aj}}{100}$	$NA=\frac{24,5T_{aj}}{100}$
3'	Aut.+man. montaj mixt (mx)		–	–	$T_{STtp(d)}+T_{Dtp}$ $=\sqrt{\left(\frac{T_d}{3}\right)^2+T_D^2}$	$K_r=\frac{T_{STtp(d)}+T_{Dtp}}{T_{aj}}=$ $\frac{\sqrt{(T_d/3)^2+T_D^2}}{T_{aj}}=ct.=0,527$	88	12	6	$NA=\frac{12T_{aj}}{100}$	$NA=\frac{6T_{aj}}{100}$

Scanned with OKEN Scanner

3° *La prelucrarea* Ⓐ+Ⓜ *şi montajul mixt* (după efectuarea corecţiei $\bar{X}+\Delta J$):

$K_r=\frac{58}{126}=0{,}460 \rightarrow A=83\% \rightarrow NA=17\%$; $NA(aj)=22$ µm, NA(piesă)=22/2=11 µm; NA repartizat la cele două capete: $NA/2$=6 µm de unde:

$A_{ir}=-6$ µm; $A_{sr}=69$ µm; $a_{sr}=-37$ µm; $a_{ir}=-112$ µm.

La proiectare, în condiţia în care nu se cunosc toleranţele practice, ci numai cele teoretice probabile, standard sau cele standard teoretice probabile, se beneficiază de valorile procentuale *constante* ale acoperirii în funcţie de coeficientul de regresie K_r, şi acesta *constant (Tab. 3.8. şi fig. 3.26.c).*

B2, caz în care la proiectarea unui ajustaj cu joc se impun caracteristicile extreme (admisibile) ale asamblării: J_{max} şi J_{min}, caz în care sarcina proiectantului de precizie este mult mai simplă, utilizând de asemenea tabelul 3.2.

Se specifică:

$T_{aj}=J_{max}-J_{min}=IT_{xD}+IT_{xd}$; în cazul: $IT_{xD}=IT_{xd}=IT_x$:

$J_{max}=J_{min}+2IT_x$, în care fiind cunoscute valorile J_{max} şi J_{min}, se calculează IT_x:

$$IT_x=\frac{J_{max}-J_{min}}{2};$$

În tabelul 3.2. se determină din chenarul I valoarea cea mai apropiată de IT_x calculat, valoarea care va prezenta pe verticală clasa de precizie. Tot în tabelul 3.2. în chenarul II se determină $\mid a_i \models J_{min}$ ca valoarea apropiată de J_{min} impus.

Exemplu: pentru ∅9 mm: $J_{max}=20$ µm; $J_{min}=12$ µm; $IT_x=\frac{20-12}{2}=4\mu m$ (valoarea care din chenarul I indică precizia 4)

$J_{min}=12$ µm se identifică aproximativ cu $\mid a_s \models J_{min}$ din chenarul II pentru arborele „f".

Deci ajustajul: ∅9 H4/f4. În continuare se procedează ca şi în cazul B1, parcurgând toate punctele de la B1.1 la B1.9.

Un alt exemplu, pentru valori ale dimensiunilor >18 mm, ar fi: la un diametru ∅=110 mm; se impun:

$J_{max}=115$ µm; $J_{min}=70$ µm;

$IT_x=\frac{115-70}{2}=22{,}5$ µm (Tab. 3.2, chenar I corespunde clasa a 6-a de precizie).

$J_{min}=70$ µm este cel mai apropiat de $\mid a_s \models J_{min}=72$ µm, căruia îi corespunde ajustajul cu arborele „e", deci ∅100 H6/e6.

3.1.4.2. Alegerea grupei şi proiectarea felului de ajustaj cu strângere

$S=d-D$; $d>D$; $\frac{D}{d}<1$; $d-D=S$ (în µm). Ajustajele acestea se folosesc pentru asigurarea fixării (F), condiţionează funcţionarea solidară a celor două piese perechi.

Scanned with OKEN Scanner

De la relaţii fundamentale se cunoaşte:

$$S_{max}=a_s-A_i;\ S_{min}=a_i-A_s;\ S_{med}=\frac{S_{max}+S_{min}}{2}.$$

Ajustajele cu strângere se montează:

a) Prin influenţă termică (vezi par. 3.1.4.1.2.)

b) Prin presare la rece, la care valorile *strângerilor efective* sunt mai mici decât a celor teoretice (mai sus specificate).

$$S_{maxE}<S_{max};\ S_{minE}<S_{min};\ S_{medE}<S_{med},$$

deoarece prin presarea la rece rugozităţile de pe suprafaţa pieselor se tasează şi strângerile efective (obţinute după montaj) se micşorează.

$$S_{maxE}=S_{max}-c;\ S_{minE}=S_{min}-c;\ S_{medE}=S_{med}-c,$$

unde „c" este un termen care depinde de mai mulţi factori (mărimea şi forma rugozităţii; mărimea strângerii; lăţimea alezajului; lungimea de petrecere a alezajului pe arbore; modulele de elasticitate ale materialelor cuplului de asamblare, etc.).

Deoarece mărimea efectivă a strângerii, nu dă şi indicaţii precise asupra gradului de fixare, acesta depinzând şi de diametrul asamblării, ia naştere noţiunea de *strângere relativă*, care se obţine prin raportul dintre strângerea efectivă şi diametrul de asamblare:

$$S_{maxER}=\frac{S_{maxE}}{\varnothing}=\frac{S_{max}-c}{\varnothing};\ S_{minER}=\frac{S_{minE}}{\varnothing}=\frac{S_{min}-c}{\varnothing};\qquad (3.1.27)$$

$$S_{medER}=\frac{S_{medE}}{\varnothing}=\frac{S_{med}-c}{\varnothing}.$$

În funcţie de strângerea efectivă relativă, ajustajele cu strângere se clasifică în patru familii:

1. Aj. cu strângere ÎNTĂRITE, cu S_{minER}=1 μm/mm (1‰);
2. Aj. cu strângere GRELE, cu S_{medER}=1 μm/mm (1‰);
3. Aj. cu strângere MIJLOCII, cu S_{medER}=0,5 μm/mm (0,5‰);
4. Aj. cu strângere UŞOARE, cu S_{medER}=0,25 μm/mm (0,25‰).

La ajustajele cu strângere, proiectantul poate fi pus în faţa a două situaţii. A) Se dau datele tehnico-funcţionale ale asamblării şi B) Se dau valorile S_{max} şi S_{min}.

La cazul A, se vor parcurge următoarele etape:

A.1) Proiectarea felului ajustajului;
A.2) Proiectarea clasei de precizie;
A.3) Determinarea abaterilor;
A.4) Calculul caracteristicilor de asamblare;
A.5) Corecţia la prelucrare;
A.6) Corecţia ajustajului la rugozitate;
A.7) Verificarea ajustajului prin analiză termică;
A.8) Transformarea din sistem de ajustaj cu alezaj unitar în sistem de ajustaj cu arbore unitar;

Scanned with OKEN Scanner

A.9) Verificarea ajustajului la strângerea maximă și σ_c;
A10) Trecerea abaterilor pe desen.

Ajustajele cu strângere [(fig. 3.27.a și b], se proiectează prin calculul strângerii minime, care trebuie să asigure îmbinarea, împotriva deplasării axiale și împotriva rotirii, respectiv $M_t < M_f$, adică momentul de torsiune (cel care solicită piesa în scopul utilității funcționale) să fie mai mic decât momentul rezistent.

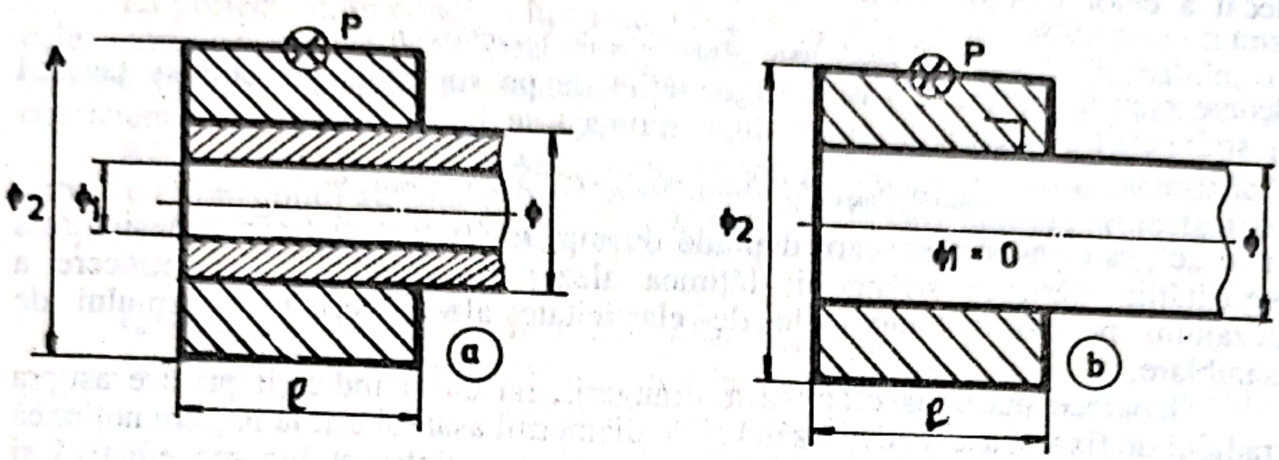


Fig. 3.27. a) Ajustaj cu strângere realizat pe arbore tubular
b) Ajustaj cu strângere realizat pe arbore plin.

Calculul îmbinărilor cu strângere

În prezentarea în continuare a calculului îmbinărilor cu strângere, se folosesc notațiile originale ale surselor bibliografice. Echivalența acestora, cu cele folosite în restul cuprinsului lucrării este: $d \rightarrow \varnothing$; $d_1 \rightarrow \varnothing_1$; $d_2 \rightarrow \varnothing_2$; $C_A \rightarrow K_1$; $C_B \rightarrow K_2$.

Cele două piese, cea care strânge (2) și cea strânsă (1), (fig.3.28.), care formează îmbinarea prin strângere, după montare suferă anumite deformații pe suprafețele de contact și apar eforturi după diferite direcții în material.

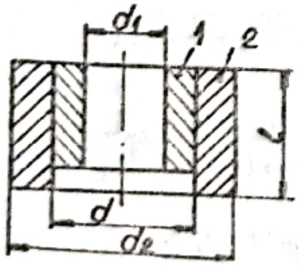


Fig. 3.28. Definirea diametrelor în îmbinările cu strângere

Din literatura de specialitate precum și din studiile teoretice și experimentale, se constată că în cazul ajustajelor cu strângere pot apărea situații în care:

– deformațiile pieselor rămân în limitele elasticității;

– odată cu deformațiile elastice apar și deformații plastice;

– întreg materialului pieselor se deformează plastic.

De accea, pentru calculul unei îmbinări cu strângere, înainte de toate trebuie stabilit în ce domeniu de deformație se află și totodată să se cunoască la ce presiune specifică la nivelul suprafețelor de contact începe curgerea și apar deformații plastice.

Scanned with OKEN Scanner

Îmbinări cu deformaţii elastice a pieselor

Eforturile unitare

Studiul teoretic al îmbinărilor cu presare, în cazul deformaţiilor elastice a fost dezvoltat de Lammé, iar relaţiile de calcul deduse pe baza teoriei tuburilor cu pereţi groşi sunt recomandate de majoritatea manualelor de specialitate. Rezultatele acestor calcule, converg în mare măsură şi cu datele ce s-au obţinut prin experienţele efectuate.

Conform acestei teorii, datorită presiunilor existente pe suprafaţa de contact, în piesa cuprinsă şi în cea cuprinzătoare iau naştere eforturi unitare radiale σ_r, tangenţiale σ_t şi axiale σ_z. Din cauza absenţei eforturilor în direcţia axială se poate scrie $\sigma_z=0$.

În ipoteza rămânerii în domeniul elasticităţii, relaţiile pentru determinarea acestor eforturi unitare sunt (fig. 3.29):

Pentru arbore:

la $\frac{d_1}{2}$ rezultă $\sigma_r=0$

$$\sigma_t = \sigma_{t\,max} = -2p\frac{d^2}{d^2-d_1^2} \tag{3.1.28}$$

şi la $\frac{d}{2}$ rezultă $\sigma_r=-p$

$$\sigma_t = -p\frac{d^2+d_1^2}{d^2-d_1^2} \tag{3.1.29}$$

Pentru alezaj:

la $\frac{d}{2}$ rezultă $\sigma_r=-p$

$$\sigma_t = \sigma_{t\,max} = -p\frac{d_2^2+d^2}{d_2^2-d^2} \tag{3.1.30}$$

şi la $\frac{d_2}{2}$ rezultă

$$\sigma_t = 2p\frac{d^2}{d_2^2-d^2} \tag{3.1.31}$$

în cazul când $d_1=0$, adică arborele ar fi plin, atunci eforturile unitare ar fi egale cu p.

Scanned with OKEN Scanner

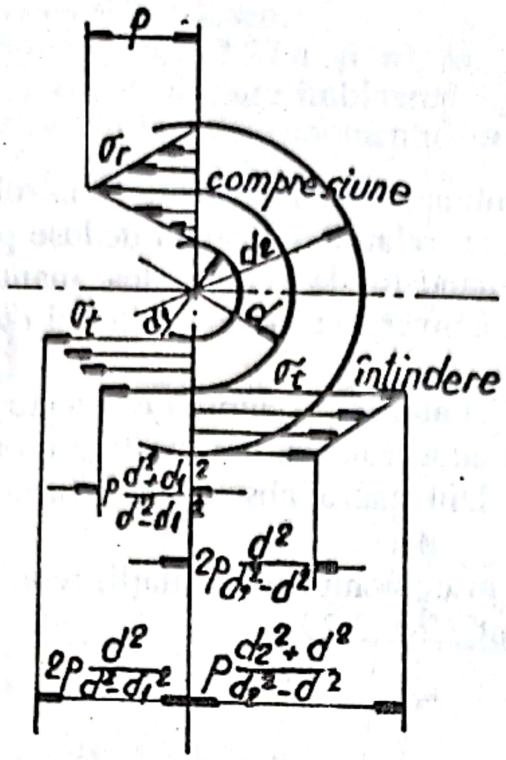


Fig. 3.29. Reprezentarea variaţiei tensiunilor într-o îmbinare presată

Determinarea strângerii

La baza calculului îmbinărilor presate se pune principiul strângerii, respectiv al deformaţiilor elastice, ca urmare a existenţei în stare liberă a unei "supradimensiuni" Δ (fig. 3.30.), care în urma montării este preluată prin deformaţii elastice de fiecare piesă în parte, în mod neegal, producându-se pe suprafaţa de contact o presiune p.

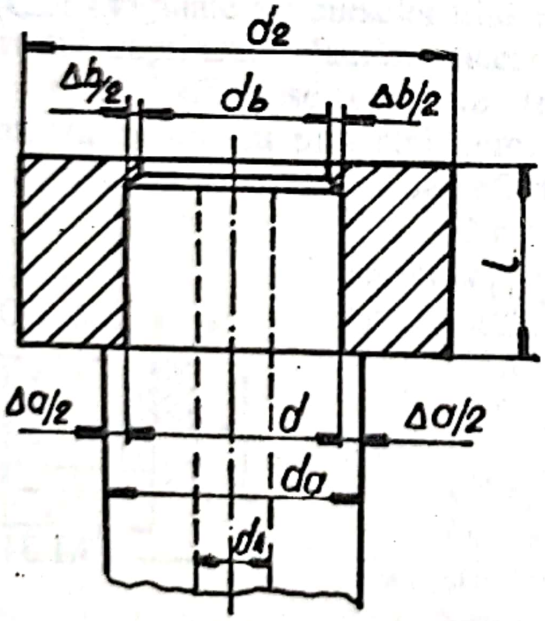


Fig. 3.30. Deformaţia arborelui şi a alezajului după îmbinare

Ceea ce caracterizează în mod deosebit îmbinarea este strângerea S, rezultată din diferenţa dintre diametrele iniţiale d_a şi d_b. La montaj, diametrul piesei strânse se va micşora cu canitatea Δ_a, iar diametrul interior al piesei care strânge se va mări cu cantitatea Δ_b, astfel că se poate scrie relaţia:

$$S=d_a-d_b=\Delta_a+\Delta_b \qquad (3.1.32)$$

Pe baza teoriei elasticităţii, deformaţia arborelui Δa se determina astfel:

$$\Delta a=2\Delta r=2\frac{d}{2E}\sigma_t-\mu_1\sigma_r,$$

unde Δ_r este deformaţia radială.

Scanned with OKEN Scanner

Înlocuind valorile lui σ_r și σ_t date de relațiile (3.1.27) pentru arbore și (3.1.28), (3.1.29) pentru alezaj, se obține:

$$\Delta a = p\frac{d}{E_1}\left(\mu_1 - \frac{d^2+d_1^2}{d^2-d_1^2}\right) \tag{3.1.33}$$

$$\Delta b = p\frac{d}{E_2}\left(\mu_2 - \frac{d_2^2+d^2}{d_2^2-d^2}\right) \tag{3.1.34}$$

în care: E_1, E_2 – sunt modulele de elasticitate ale arborelui și butucului, în daN/mm^2;
μ_1, μ_2 – reprezintă coeficienții de contracție transversală a lui Poisson pentru materialul arborelui și al butucului;
d – diametrul comun de contact, în mm: $d=\varnothing=N$; (3.1.35)
p – presiunea de contact, în daN/mm^2 care provoacă deformațiile radiale Δ_a și Δ_b.

Introducând valorile lui Δ_a și Δ_b din relațiile (3.1.33) și (3.1.34) în relația (3.1.32) se poate exprima strângerea necesară pentru asigurarea îmbinării:

$$S = pd\left[\frac{1}{E_2}\left(\frac{d_2^2+d^2}{d_2^2-d^2}+\mu_2\right)+\frac{1}{E_1}\left(\frac{d^2+d_1^2}{d^2-d_1^2}-\mu_1\right)\right] \tag{3.1.36}$$

Notând

$$K_1 = \frac{d^2+d_1^2}{d^2-d_1^2}-\mu_1;$$

$$K_2 = \frac{d_2^2+d^2}{d_2^2-d^2}+\mu_2$$

se obține

$$S = pd\left(\frac{K_1}{E_1}+\frac{K_2}{E_2}\right)\times 10^3[\mu m] \tag{3.1.37}$$

Presiunea necesară realizării strângerii

Determinarea prin calcul a capacității de transmitere a solicitărilor pornește de la ipoteza că întreaga îmbinare este solicitată în mod uniform.

Îmbinările presate pot transmite o forță axială F_a sau un moment de torsiune M_t (fig. 3.31) datorită forței de frecare care ia naștere între piesele îmbinate, în urma strângerii. Condiția care se pune este ca presiunea p să fie astfel aleasă, încât forța de frecare F_f care ia naștere pe suprafețele de contact să fie mai mare decât momentul de torsiune care se transmite prin îmbinare.

Scanned with OKEN Scanner

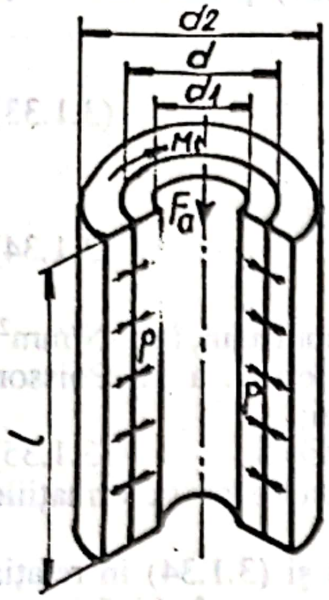


Fig. 3.31. Reprezentarea solicitărilor într-o îmbinare presată

$$F_f = f\pi dlp \geq F_a \tag{3.1.38}$$

$$M_f = F_f \frac{d}{2} = \frac{f\pi d^2 lp}{2} \geq M_t \tag{3.1.39}$$

iar presiunea în acest caz este:

$$p \geq \frac{F_a}{f\pi d l} \tag{3.1.40}$$

şi

$$p \geq \frac{2M_t}{f\pi d^2 l} \tag{3.1.41}$$

în care: f – este coeficientul de frecare dintre suprafeţele în contact;
d – diametrul suprafeţei în contact;
l – lungimea suprafeţei în contact.

Dacă asupra îmbinării acţionează simultan o forţă axială şi un moment de torsiune, presiunea se calculează din condiţia ca forţele de frecare să fie mai mari decât rezultanta forţelor periferice şi axiale, adică:

$$f\pi\, dlp \geq \sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2M_t}{d}\right)^2} \tag{3.1.42}$$

de unde:

$$p \geq \frac{\sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2M_t}{d}\right)^2}}{f\pi d l} \tag{3.1.43}$$

Coeficientul de frecare f care intră în relaţiile de mai sus nu este acelaşi la presare şi depresare. De asemenea, coeficientul de frecare este deosebit pentru cazul deplasării axiale şi al rotirii. Valorile lor depind de o serie de factori, printre care: metoda de montare şi de demontare, presiunea (p) cerută, starea suprafeţei în contact, felul ungerii etc. În general se recomandă valorile între 0,05 ... 0,3.

Condiţia de plasticitate

Relaţiile de calcul bazate pe teoria elasticităţii sunt valabile numai dacă materialul are o comportare perfect elastică. După atingerea unei limite de solicitare determinată de dimensiunile geometrice şi proprietăţile fizice ale materialului, limita de curgere va fi depăşită şi va apărea curgerea. Distribuţia tensiunilor în acest caz va suferi modificări fundamentale astfel că afirmaţiile calitative ale teoriei elasticităţii îşi pierd valabilitatea. Dacă la un ajustaj presat

Scanned with OKEN Scanner

eforturile cresc, atunci la o anumită valoare a presiunii de contact (p) la care este atinsă limita de curgere σ_c, vor apărea deformaţii plastice.

Eforturile unitare

Determinarea eforturilor unitare în domeniul stării plastice se face plecând de la ecuaţiile generale ale teoriei plasticităţii. Ecuaţiile respective rezolvate permit obţinerea relaţiilor:
pentru arbore:

$$\sigma_r = -\sigma_c \ln \frac{2r}{d_1} \tag{3.1 '4}$$

$$\sigma_t = -\sigma_c \left(1 + \frac{2r}{d_1}\right) \tag{3.1.45}$$

$$p_c = -\sigma_c \ln \frac{d}{d_1} \tag{3.1.46}$$

pentru alezaj:

$$\sigma_r = -\sigma_c \ln \frac{d_2}{2r} \tag{3:1.47}$$

$$\sigma_t = \sigma_c \left(1 - \ln \frac{d_2}{2r}\right) \tag{3.1.48}$$

$$p_c = \sigma_c \frac{d_2}{c_d} \tag{3.1.49}$$

în care: σ_c = limita de curgere a materialului;
p_c = presiunea corespunzătoare stării plastice;
r = raza unei secţiuni oarecare.

Presiunea la care încep deformaţiile plastice

Pentru a determina presiunea la nivelul suprafeţei de contact la care este atinsă limita de curgere σ_c, se presupun cunoscute valorile maxime de întindere şi compresiune, produse de σ_t, în piesele îmbinate. Deformaţiile plastice apar în materialul piesei care strânge (butucul), conform relaţiei bazată pe teoria eforturilor unitare normale, din momentul în care:

$$\frac{\sigma_t - \sigma_r}{2} = \sigma_{c2} = p_{c2} \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} \tag{3.1.50}$$

Aceeaşi mărime p_{c2}, se poate determina cu relaţia bazată pe teoria eforturilor unitare tangenţiale:

$$\frac{\sigma_t - \sigma_r}{2} = 0{,}5\sigma_{c2} = p_{c2} \frac{d_2^2}{d_2^2 - d^2} \tag{3.1.51}$$

Scanned with OKEN Scanner

sau după teoria energetică:

$$\frac{\sigma_t-\sigma_r}{2}=0{,}577\sigma_{c2}=p_{c2}\frac{d_2^2}{d_2^2-d^2} \qquad (3.1.52)$$

Prin efectuarea calculelor cu ajutorul relaţiilor (3.1.47), (3.1.48) şi (3.1.49) se constată că rezultatele obţinute nu în toate situaţiile sunt aceleaşi. În urma unor analize s-a ajuns la următoarele concluzii:

– când raportul se apropie de 1 (bucşe cu pereţi subţiri) rezultatele calculelor după toate cele trei relaţii diferă foarte puţin, însă când se micşorează (piese masive), rezultatele calculelor după relaţia (3.1.47) au valori simţitor mai mari;

– calculele după relaţiile (3.1.48) şi (3.1.49), practic dau aceleaşi rezultate şi sunt recomandate şi utlizate de toate manualele de specialitate.

Plecând de la relaţia bazată pe teoria eforturilor unitare tangenţiale, trebuie considerat că deformaţiile elastice ale pieselor în îmbinările cilindrice presate, se menţin atâta timp cât se verifică inegalitatea:
pentru arbore:

$$p<0{,}5\sigma_{c1}\left[1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right] \qquad (3.1.53)$$

pentru butuc:

$$p<0{,}5\sigma_{c2}\left[1-\left(\frac{d}{d_2}\right)^2\right]$$

Ţinând seama că la realizarea unei îmbinări prin strângere sunt necesare de obicei două piese, este posibil ca una dintre ele să sufere numai deformaţii elastice. iar cealaltă atât deformaţii elastice cât şi plastice. Prin urmare sunt posibile următoarele combinaţii:

1) Arborele se deformează elastic, iar butucul (alezajul) elastico-plastic, dacă sunt satisfăcute:

$$\frac{p}{0{,}5\sigma_{c1}}<\left[1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right];\qquad \frac{p}{0{,}5\sigma_{c2}}\geq\left[1-\left(\frac{d}{d_2}\right)^2\right] \qquad (3.1.54)$$

2) Arborele se deformează elastico-plastic, iar butucul numai elastic, dacă:

$$\frac{p}{0{,}5\sigma_{c1}}\geq\left[1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right];\qquad \frac{p}{0{,}5\sigma_{c2}}<\left[1-\left(\frac{d}{d_2}\right)^2\right] \qquad (3.1.55)$$

În cazul în care limitele de elasticitate sunt depăşite şi iau naştere deformaţii elastico-plastice sau plastice, în funcţie de natura materialului, mărimea „supradimensiunii", calitatea suprafeţei etc., s-a constatat că presiunea de contact reală şi repartiţia tensiunilor în piese prezintă abateri faţă de cele calculate. A. Peiter, în cercetările sale experimentale şi teoretice, stabileşte starea reală de tensiune şi variaţia presiunii de contact, în funcţie de strângerea relativă şi de

Scanned with OKEN Scanner

raportul dimensiunilor d/d_2. Spre deosebire de calcul, care indică în arbore valori constante pentru σ_r și σ_t, în realitate acestea variază într-un anumit fel pe rază. Prin apariţia deformaţiilor plastice, valorile maxime pentru σ_t nu mai apar pe suprafaţa de contact, ci spre periferie, la o distanţă r_p de axă cu atât mai mare cu cât cresc raporturile d/d_2 şi strângerile relative. (r_p – rază de plasticitate).

Îmbinări cu deformaţii elastico-plastice

Prin majorarea presiunilor specifice la nivelul suprafeţelor de contact a îmbinărilor, la valori la care tensiunile ating limita de curgere, materialul pieselor începe să curgă. Apariţia în piesele îmbinării atât a deformaţiilor elastice cât şi a celor plastice, este definită de inegalitatea din relaţiile (3.1.54) şi (3.1.55).

În multe situaţii, piesele îmbinării sunt prevăzute să lucreze având deformaţii elastico-plastice, deoarece cercetările experimentale şi teoretice au stabilit că în asemenea cazuri se poate realiza o mare siguranţă a îmbinărilor nedemontabile, legat şi de faptul că nu mai sunt necesare fixări suplimentare, chiar şi pentru sarcini exterioare mai mari.

Pe de altă parte se arată că presările, numai în domeniul plastic, micşorează siguranţa îmbinării.

Prin cercetările efectuate în legătură cu îmbinarea prin presare a roţilor de vagoane, s-au obţinut date care au demonstrat că în cazul unor deformaţii plastice mari pot apărea forţe de frecare scăzute. Însă în cazul în care zona deformaţiilor plastice nu este mare, se constată o îmbinare bună şi o siguranţă mare. Aceasta se explică prin aceea că, prin existenţa unor deformaţii elastico-plastice se îmbunătăţeşte coeficientul de frecare între piesele îmbinării.

Alte cercetări explică îmbunătăţirea gradului de fixare prin mărirea contactului între suprafeţe, datorită presiunii obţinute la începerea curgerii materialului, care este denumită „sudură microstructurală la rece a suprafeţelor de contact."

Ajustajele prin presare, care conduc la deformaţii elastico-plastice, încă nu se folosesc în mod curent în proiectare. O oarecare cauză la această situaţie o au complicaţiile calculelor prezentate de literatură, care apelează fie la relaţii rezultate din teoria energiei potenţiale, fie la teoria tensiunilor tangenţiale. Un lucru s-a stabilit, că rezultatele calculelor după cele două teorii dau diferenţe minime, fără importanţă practică.

Calculul analitic al strângerii minime (S_{min}), valoarea minimum necesară pentru a asigura minimumul necesar de grad de fixare al asamblării: (Din paginile anterioare revenindu-se la notaţiile folosite în lucrare, formula este):

$$S_{min} = p \cdot \varnothing \left(\frac{C_A}{E_A} + \frac{C_B}{E_B} \right) \qquad (3.1.56)$$

în care,

S_{min}: strângerea minimă (mm),

p=presiunea pe suprafaţa de contact dintre alezaj şi arbore (daN/mm^2),

Scanned with OKEN Scanner

$$p=\frac{P}{\pi\cdot\varnothing\cdot l\cdot f}\ (\text{daN/mm}^2)$$

în care: P – forţa care acţionează asupra asamblarării în (daN),
$\varnothing$ – diametrul asamblării (mm),
l – lăţimea de asamblare (mm),
f – coeficientul de frecare (la oţel pe oţel, f=0,08; la bronz pe fontă f=0,05, etc.) (se consultă tabelele din cursul de organe de maşini);

$$C_A=\frac{1+\left(\frac{\varnothing_1}{\varnothing}\right)^2}{1-\left(\frac{\varnothing_1}{\varnothing}\right)^2}-\mu;\qquad C_B=\frac{1+\left(\frac{\varnothing}{\varnothing_2}\right)^2}{1-\left(\frac{\varnothing}{\varnothing_2}\right)^2}+\mu, \tag{3.1.57}$$

în care: $\varnothing_1$ – diametral interior (în cazul arborelui tubular (mm)) ($\varnothing_1$=o în cazul arborelui plin, pentru care valoarea C_A=1–μ);
μ – coeficientul lui Poisson (la oţel pe oţel μ=0,3);
$\varnothing_2$ – diametrul butucului (la nivelul locului de intervenţie a lui P) (mm);
E_A şi E_B – modulele de elasticitate ale materialului cuplului de ajustare (pentru arbore şi respectiv pentru alezaj) (daN/mm²).

Aplicaţie: Să se proiecteze felul ajustajului din grupa cu strângere, pentru asamblarea roată dinţată pe arbore tubular (fig. 3.32), cu următoarele date ale problemei: $\varnothing$=10 mm; $\varnothing_1$= 5mm; $\varnothing_2$=20 mm; l=10 mm; P=180 daN; f=0,08; μ=0,3; E_A=2,1·10⁴ daN/mm²=E_B;

$$p=\frac{180}{\pi\cdot10\cdot10\cdot0{,}08}=7{,}16\ \text{daN/mm}^2,$$

sau în cazul în care se dă drept dată de problemă momentul de torsiune, în exemplul nostru momentul de torsiune ar fi M=900 daNmm, dedus din:

$$M_t=P\left(\frac{\varnothing}{2}\right)=P\left(\frac{10}{2}\right)=P\cdot5\ \ (\text{daN/mm}),$$

care înlocuit în formula presiunii:

$$p=\frac{2M_t}{\pi\cdot\varnothing^2\cdot l\cdot f}=\frac{2\cdot900}{\pi\cdot10\cdot10\cdot10\cdot0{,}08}=$$

$$=7{,}16\ \text{daN/mm}^2,$$

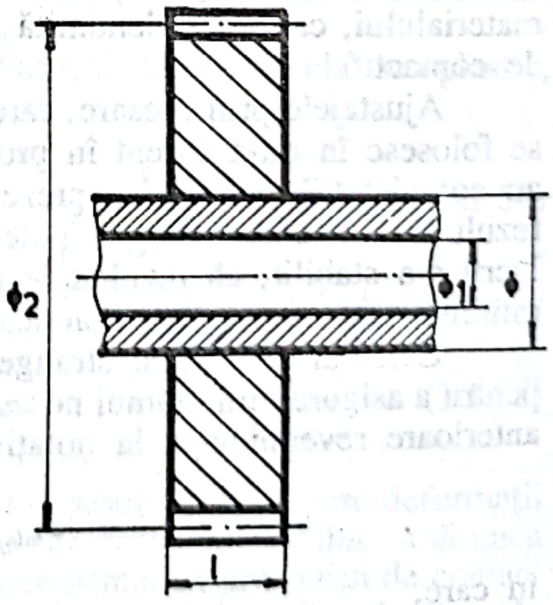


Fig. 3.32. Asamblarea roată dinţată pe arbore tubular.

Scanned with OKEN Scanner

TABELUL 39

POZ. CIMP. DE TOL.		TOLERANTE FUNDAMENTALE ITx (μm)																	ABATERI FUNDAMENTALE ALE ARBORILOR (μm)												
		IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
PRECIZIA		01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	Toate preciziile													
LIMITELE INTERVALELOR DE DIMENSIUNI	>1 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	+2	+4	+6	+10	+14	-	+18	-	+20	-	+26	+32	+40	+60
	>3 6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	+4	+8	+12	+15	+19	-	+23	-	+28	-	+35	+42	+50	+80
	>6 10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	+6	+10	+15	+19	+23	-	+28	-	+34	-	+42	+52	+67	+97
	>10 14	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	-	+40	-	+50	+64	+90	+130
	>14 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	+39	+45	-	+60	+77	+108	+150

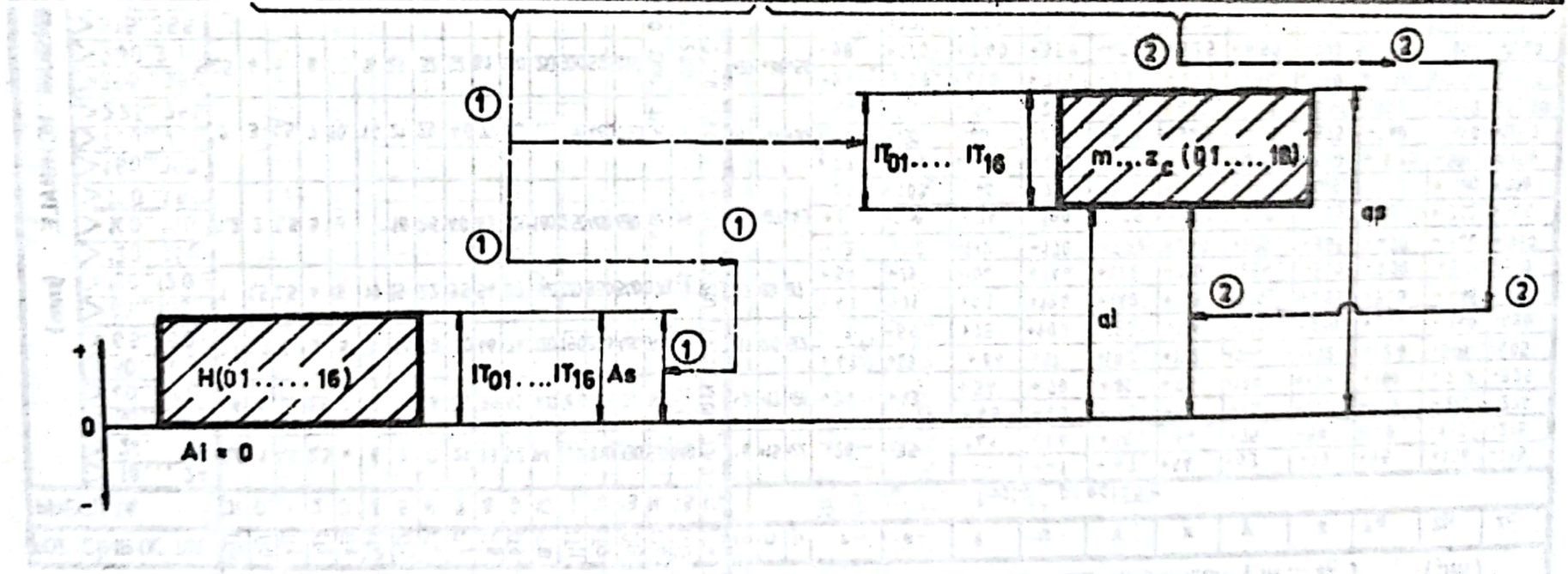


Fig. 3.33 Amplasarea câmpurilor de toleranţă în funcţie de felul ajustajelor (la ajustajele cu strângere).

Scanned with OKEN Scanner

TABELUL 39 (continuare)

DIMENSIUNI NOMINALE (mm)	TOLERANȚE FUNDAMENTALE ITx (μm)																	
POZ. CÎMP DE TOL.	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16
PRECIZIA	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
> 18 ... 24	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
> 24 ... 30																		
> 30 ... 40	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	26	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
> 40 ... 50																		
> 50 ... 65	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
> 65 ... 80																		
> 80 ... 100	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
> 100 ... 120																		
> 120 ... 140	1,2	2	3,5	5	8		18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
> 140 ... 160																		
> 160 ... 180																		
> 180 ... 200	2	3	4,5	7	10	14	21	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
> 200 ... 225																		
> 225 ... 250																		
> 250 ... 280	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
> 280 ... 315																		
> 315 ... 355	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600
> 355 ... 400																		
> 400 ... 450	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000
> 450 ... 500																		

DIMENSIUNI NOMINALE (mm)	ABATERI FUNDAMENTALE ALE ARBORILOR (m ... z_c) (μm)												
	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	z_a	z_b	z_c
	Toate preciziile													
> 18 ... 24	+8	+15	+22	+28	+35	–	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188
> 24 ... 30						+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218
> 30 ... 40	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
> 40 ... 50						+54	+70	+81	+95	+114	+136	+180	+242	+325
> 50 ... 65	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405
> 65 ... 80				+43	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
> 80 ... 100	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+140	+175	+214	+258	+335	+445	+585
> 100 ... 120				+54	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
> 120 ... 140	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
> 140 ... 160				+65	+100	+134	+190	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
> 160 ... 180				+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
> 180 ... 200	+17	+31	+50	+77	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150
> 200 ... 225				+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250
> 225 ... 250				+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350
> 250 ... 280	+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550
> 280 ... 315				+98	+170	+240	+350	+425	+525	+650	+790	+1000	+1300	+1700
> 315 ... 355	+21	+37	+62	+108	+190	+268	+390	+496	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900
> 355 ... 400				+114	+208	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	+1300	+1650	+2100
> 400 ... 450	+23	+40	+68	+126	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400
> 450 ... 500				+132	+252	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600

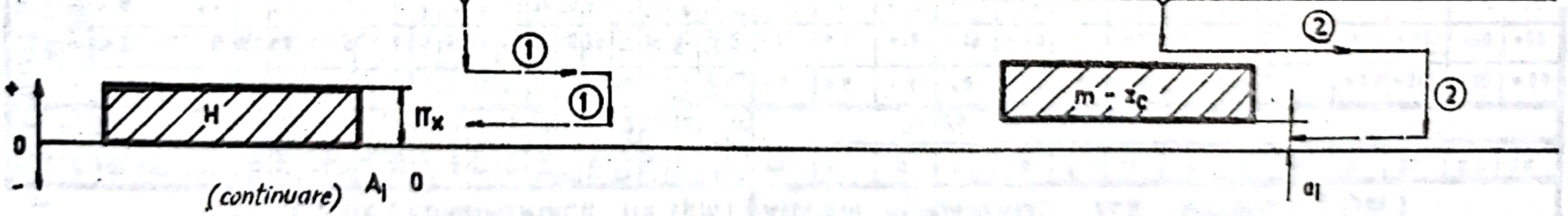


Fig. 3.33 (continuare)

Scanned with OKEN Scanner

$$C_A = \frac{1+\left(\frac{\varnothing_1}{\varnothing}\right)^2}{1-\left(\frac{\varnothing_1}{\varnothing}\right)^2} - \mu = \frac{1+\left(\frac{5}{10}\right)^2}{1-\left(\frac{5}{10}\right)^2} - 0,3 = \frac{1,25}{0,75} - 0,3 = 1,3666,$$

$$C_B = \frac{1+\left(\frac{\varnothing}{\varnothing_2}\right)^2}{1-\left(\frac{\varnothing}{\varnothing_2}\right)^2} + \mu = \frac{1,25}{0,75} + 0,3 = 1,9666,$$

$$\frac{C_A}{E_A} = \frac{1,3666}{2 \cdot 1 \cdot 10^4} = 0,00006508 \ \text{mm}^2/\text{daN}; \quad \frac{C_B}{E_B} = \frac{1,9666}{2 \cdot 1 \cdot 10^4} = 0,00009365 \ \text{mm}^2/\text{daN},$$

$$K = \frac{C_A}{E_A} + \frac{C_B}{E_B} = 0,00015873 \ \text{mm}^2/\text{daN}; \quad S_{min}\text{=p.K.}\varnothing = 7,16 \cdot 0,00015873 \cdot 10,$$

$$S_{min} = 0,01136 \ \text{mm} = 11,36 \ \mu\text{m}.$$

În tabelul 3.9 și în fig. 3.34, în care sunt reprezentate toleranțele fundamentale (în chenarul I) pentru toate clasele de precizie și abaterile fundametale ale arborilor (chenarul II) cu strângere, până la 18 mm pentru mecanică fină, și în tabelul 3.9, continuare aceleași valori sunt proprii dimensiunilor >18 mm.

Poz. c. de tol.		Toleranţe fundamentale ITx (μm)											Abateri fundamentale ale arborilor (μm)														
		H_{01}	H_0	H_1	H_2	…	…	…	…	H_{14}	H_{15}	H_{16}	m	n	p	r	…	…	…	…	v	x	y	z	za	zb	zc
Precizia																											
Limitele interv. de dimensiuni	1…3																										
	3…6				Chenar I												Chenar II										
	6…10																										
	10…14																										
	14…18																										

Fig. 3.34 Tabelul 3.9 simplificat

Din fig. 3.33 (atașată la tabelul 3.9), și din fig. 3.34, se stabilește „cheia" utilizării abacei, conform fig. 3.35.

A.2) Determinarea felului de ajustaj și a claselor de precizie. Formula de legătură este:

$$S_{min} = a_i - IT_x.$$

formula se determină și analitic:

$$T_{ajs} = S_{max} - S_{min} = T_D + T_d;$$

Scanned with OKEN Scanner

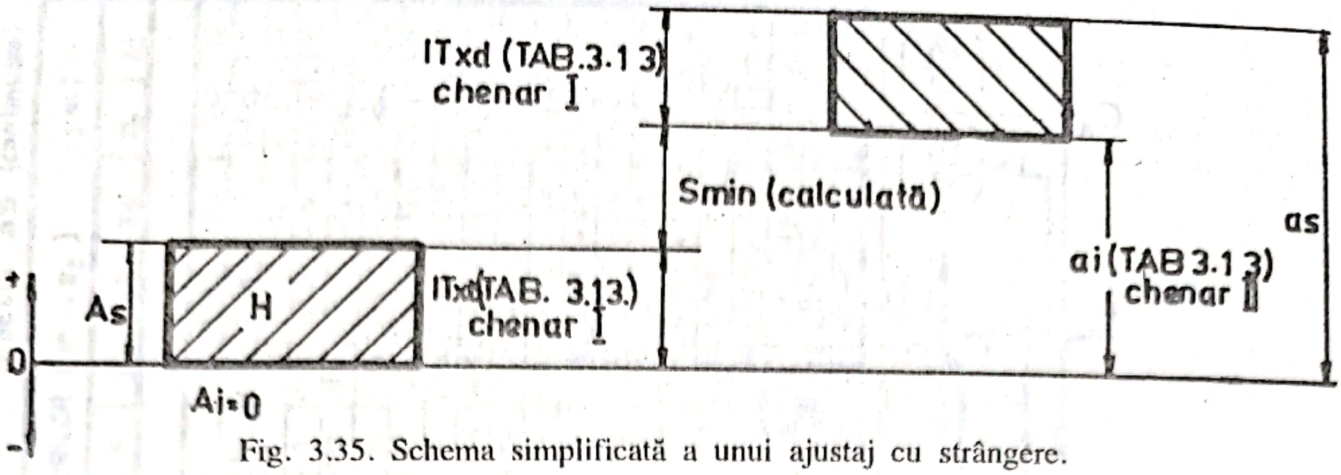


Fig. 3.35. Schema simplificată a unui ajustaj cu strângere.

Dacă: $T_D=T_d=IT_x$,

$$S_{max}-S_{min}=2IT_x;\ -S_{min}=2IT_x-S_{max},$$

$$S_{min}=S_{max}-2IT_x;\ S_{max}=a_s-A_i,$$

$A_i=0$ (ajustaj în sistem cu alezaj unitar),

$$S_{min}=a_s-2IT_x;\ a_s=a_i+IT_x;\ S_{min}=a_i+IT_x-2IT_x,$$

$$S_{min}=a_i-IT_x.$$

literă cifră

$$S_{min} = a_i - IT_x \qquad (3.1.58)$$

Val. calculată | TAB. B. chenar II | TAB. B. chenar I

În cazul exemplului dat:

p 4

$$11{,}36 = 15 - 4$$

deci ajustajul este ∅ 10*H4/p4*. În continuare, ca și în cazul ajustajelor cu joc se procedează la:

A.3) Determinarea abaterilor (fig. 3.35).

$A_i=0$; $A_s=IT_x=IT_4=4$ μm; $a_i=15$ μm; $a_s=a_i+IT_4=15+4=19$ μm.

A.4) Calculul caracteristicilor de asamblare:

$S_{max}=a_s-A_i=19-0=19$ μm; $S_{min}=a_i-A_s=15-4=11$ μm,

$S_{med}=15$ μm.

A.5; A.6; A.7; **Corecțiile la ajustajul cu strângere**

Ca și în cazul ajustajelor cu joc, și în cel al ajustajelor cu strângere, proiectate cu formula de calcul a strângerii minime, și utilizând TAB. B.

Scanned with OKEN Scanner

(tab. 3.6), ajustajul este marcat, din prelucrare de anumite diferenţe faţă de valorile stabilite aprioric prin procesul de proiectare (cap. 1.1.7 cu subcapitolele 1.1.7.1.2, la prelucrarea prin reglare automată (a) a maşinilor unelte; 1.1.7.2.2, la prelucrarea prin reglare manuală (m) a maşinilor unelte şi 1.1.7.3.2. la prelucrare prin reglare mixtă (mx)). Piesele moştenesc stigmatul condiţiei de prelucrare, şi întocmai ajustajelor cu joc, şi ajustajele cu strângere, odată edificate vor fi supuse unor responsabilităţi funcţionale, care vor constitui cauza unor deviaţii privitoare la valorile raporturilor dimensiunilor de contact ($S=d-D$). Şi aici se vor constitui în factori perturbatori, temperatura de funcţionare a pieselor (t_D şi t_d), coeficienţii de dilataţie termică liniară (α_D; α_d), şi uzura rugozităţilor (la montajul la rece). În cadrul mărimilor tolerate ($T_D=D_{max}-D_{min}$; $T_d=d_{max}-d_{min}$), prin proiectare, condiţia „IDEALĂ" este aceea prin care fiecare mărime va rezulta la valoarea sa medie (D_{med}; d_{med}). După conjugarea pieselor de dimensiune medie, şi caracteristica de asamblare (aici strângerea) va rezulta la valoarea medie:

$$S_{med}=d_{med}-D_{med}.$$

Condiţia „REALĂ" (sau cea efectiv dobândită, va fi pe deplin satisfăcătoare, asigurând calificativul de ajustaj „BUN") este:

$S_{max} > S_{maxE} > S_{minE} > S_{min}$, condiţie care determină posibilitatea şi/sau probabilitatea unei variaţii a caracteristicii de asamblare (strângerea) între două limite extreme (S_{max} şi S_{min}), deci într-o toleranţă de strângere:

$T_s=S_{max}-S_{min}$, formulă care ar putea lua forma (pentru satisfacerea condiţiei ideale):

$S_{max}=S_{med}=S_{min}$; $T_s=0$, când ajustajul ar prezenta o PRECIZIE ABSOLUTĂ.

În mod practic formula devine:

$$S_{max} > S_{medE} > S_{min};\ S_{max}-S_{med}=S_{med}-S_{min}$$

(condiţia simetriei admisă de curba de distribuţie normală). Factorii perturbatori (în cazul pieselor şi în continuare în timpul funcţionării lor) determină asimetrizarea relaţiei:

$$S_{max} \geq S_{medE};\ S_{max}-S_{medE} \to 0 \text{ sau,}$$
$$S_{min} \leq S_{medE};\ S_{medE}-S_{min} \to 0.$$

Migraţia sau deplasarea, asimetrizarea sau cu alte cuvinte atitudinea preferenţială de amplasare fortuită a abaterilor efective în cadrul domeniului de dispersie admisibil, obligă proiectantul la adoptarea unei conduite „profilactice" (care forţează amplasarea abaterilor efective către valorile medii). Această măsură face parte din atribuirea corecţiilor apriorice.

În fig. 3.36, sunt reprezentate variaţiile posibile ale strângerii, în funcţie de semnul variaţiei pieselor componente ale ajustajului ($\pm\Delta D$; $\pm\Delta d$). Mărimea absolută a variaţiilor pieselor respective, depinde de valoarea unor parametri diverşi, obiect de studiu rezolvat în partea care urmează.

Din fig. 3.36, decurg următoarele relaţii:

Cazul (1) $\Delta D>0$; $\Delta d>0$: $S_p=S_i=d-D$;

$S_e=S_f=d+\Delta d-(D+\Delta D)$; $\Delta S=S_f-S_i=d+\Delta d-D-\Delta D-d+D$;

$$\boxed{\Delta S=\Delta d-\Delta D}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Cazul (2) $\Delta D<0;\ \Delta d<0:\ S_p=S_i=d-D;$

$$Se=Sf=d-(-\Delta d)-(D-(\Delta d))=d+\Delta d-D-\Delta D;$$

$$\Delta S=S_f-S_i=d+\Delta d-D-\Delta D-d+D,$$

$$\boxed{\Delta S=\Delta d-\Delta D}.$$

Cazul (3) $\Delta D>0;\ \Delta d<0;\ S_p=S_i=d-D;$

$$S_e=S_f=d-(-\Delta d)-(D+\Delta D);$$

$$\Delta S=S_f-S_i=d+\Delta d-D-\Delta D-d+D,$$

$$\boxed{\Delta S=\Delta d-\Delta D}.$$

Cazul (4) $\Delta D<0;\ \Delta d>0;\ S_p=S_i=d-D;$

$$S_e=S_f=d+\Delta d-(D-(-\Delta D))=d+\Delta d-D-\Delta D;$$

$$\Delta S=S_f-S_i=d+\Delta d-D-\Delta D-d+D,$$

$$\boxed{\Delta S=\Delta d-\Delta D}.$$

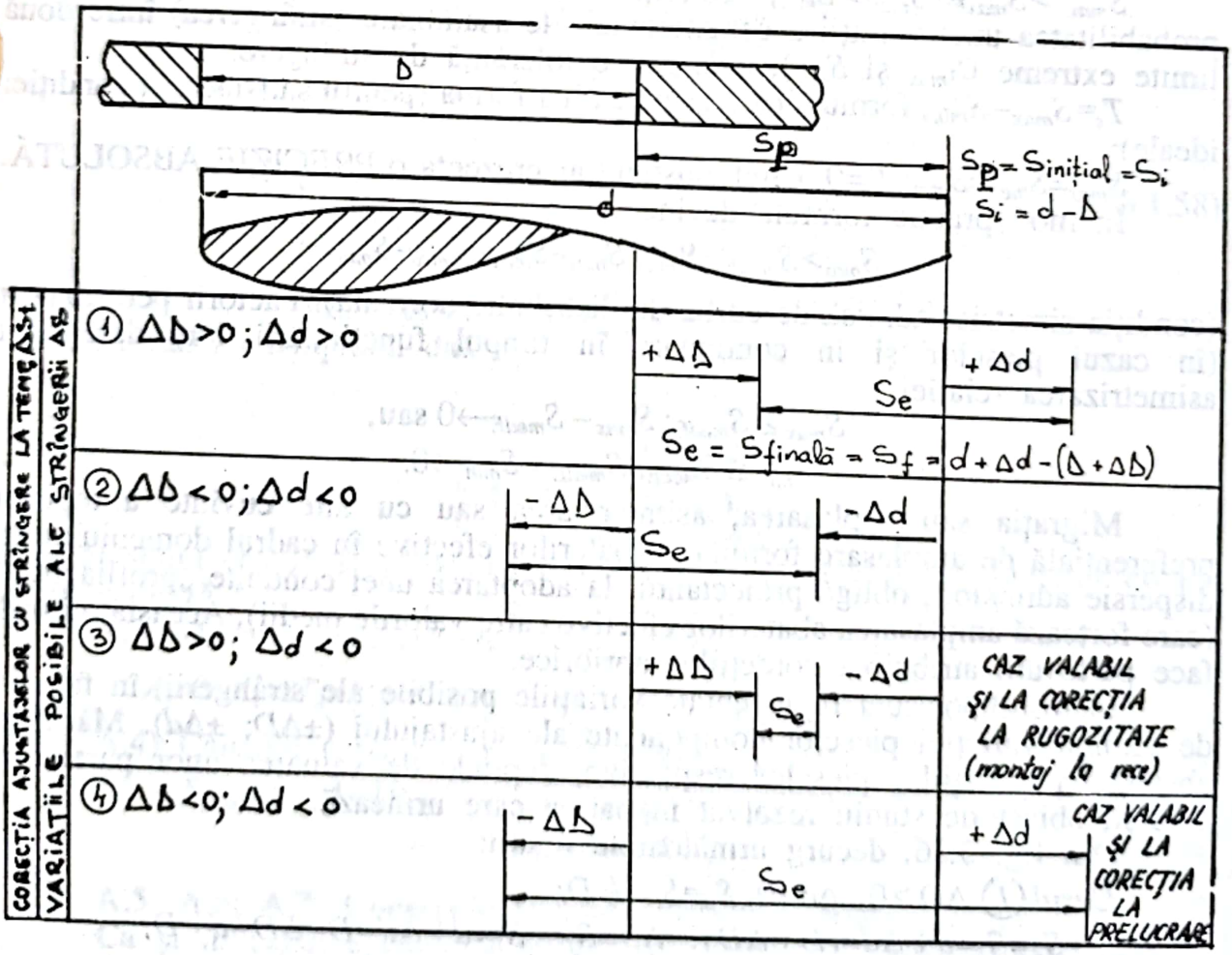


Fig. 3.36. Variațiile posibile ale strângerii.

Scanned with OKEN Scanner

În fig. 3.36, toate cele patru cazuri pot fi valabile pentru variaţia termică:

Cazul ①

$\Delta D>0$; $t_D>t_o$, din $\Delta D=D\cdot\alpha_D\cdot(t_D-t_o)$,
$\Delta d>0$; $t_d>t_o$, din $\Delta d=d\cdot\alpha_d\cdot(t_d-t_o)$.

Cazul ②

$\Delta D>0$; $t_D>t_o$, din $\Delta D=D\cdot\alpha_D\cdot(t_D-t_o)$,
$\Delta d<0$; $t_d<t_o$, din $\Delta d=d\cdot\alpha_d\cdot(t_d-t_o)$.

Cazul ③

$\Delta D<0$; $t_D<t_o$, din $\Delta D=D\cdot\alpha_D\cdot(t_D-t_o)$,
$\Delta d<0$ (ca şi în cazul 2),

Cazul ④

$\Delta D<0$ (ca şi în cazul 3),
$\Delta d>0$ (ca şi în cazul 1).

În concluzie: *Variaţia termică a strângerii:*

$$\boxed{\Delta S_{(t)}=\Delta d-\Delta D}\ . \qquad (3.1.59)$$

unde: $\Delta D=D\cdot\alpha_D(t_D-t_o)$; $\Delta d=d\cdot\alpha_d\cdot(t_d-t_o)$,
(vezi cap. 1.1.8, ajustaje termice).

A.6) *CORECŢIA LA VARIAŢIA TERMICĂ:*

Cazul ① (din fig. 3.36)

$S_P+\Delta d=S_e+\Delta D$; $S_P=S_e+\Delta D-\Delta d$, formulă în care strângerea de exploatare ideală, sau cel puţin „optimă", este *strângerea medie.* Dacă se identifică deci: $S_e=S_{optimă}=S_{med}$, şi dacă se observă că grupul „$+\Delta D-\Delta d$" este egal cu $-\Delta S=\Delta D-\Delta d$, atunci formula corecţiei la temperatură a strângerii de proiectare devine:

$$\boxed{S_{PK(t)}=S_{med}-\Delta S_t} \qquad (3.1.60)$$

Cazul ② (fig. 3.36)

$S_P-(-\Delta d)=Se-(-\Delta D)$; $S_P=S_e-\Delta d+\Delta D$, în care ca mai sus ($S_e=S_{med}$ şi $+\Delta D-\Delta d=-\Delta S$);

$$\boxed{S_{PK(t)}=S_{med}-\Delta S_t} \qquad (3.1.61)$$

Cazul ③ (fig. 3.36)

$S_P-(-\Delta d)=Se+\Delta D$; $S_P=S_e+\Delta D-\Delta d$, care ca mai sus

$$\boxed{S_{PK(t)}=S_{med}-\Delta S_t}\ . \qquad (3.1.62)$$

Cazul ④ (fig. 3.36)

$S_P+\Delta d=Se-(-\Delta D)$; $S_P=Se+\Delta D-\Delta d$, sau:

$$\boxed{S_{PK(t)}=S_{med}-\Delta S_t}\ . \qquad (3.1.63)$$

Scanned with OKEN Scanner

Observaţii: I. Variaţia strângerii în cazul *„prelucrării"*, este principial similară cu schema din cazul (4); Deci strângerea de proiectare corectată la prelucrare:

$$\boxed{S_{PK(p)} = S_{med} - \Delta S_p} \qquad (3.1.64)$$

II. Variaţia strângerii în cazul *„uzurii rugozităţii"* este principial similară cu schema din cazul (3). De aici rezultă valoarea strângerii de proiectare corectată la rugozitate:

$$\boxed{S_{PK(R)} = S_{med} - \Delta S_R} \qquad (3.1.65)$$

Corecţiile *(K)* ale strângerii la: prelucrare *(p)*, la temperatură *(t)* şi la rugozitate *(R)* sunt cumulate în formula:

$K = -\Delta S_p - \Delta S_t - \Delta S_R$, valori care se percep strângerii medii, obţinându-se formula generală a corecţiei:

$$\boxed{S_{PK(p)(t)(R)} = S_{med} - \Delta S_p - \Delta S_t - \Delta S_R} \qquad (3.1.66)$$

Din (cap. 1.1.8) „ajustaje termice" şi din formulele anterioare, valoarea de variaţie a strângerii la temperatură se stabileşte:

$$\Delta S_t = \Delta d - \Delta D = d\alpha_d(t_d - t_o) - D\alpha_D(t_D - t_o).$$

În cele ce urmează se vor determina valorile variaţiei strângerii la prelucrare (ΔS_p), şi anume: *la reglare automată* ($\Delta S_{p(a)}$), *la reglarea manuală* ($\Delta Sp(m)$), şi *la montajul mixt* ($\Delta Sp(mx)$), şi de asemenea se va stabili valoarea variaţiei strângerii *la uzura rugozităţii* (ΔS_R), aceasta din urmă efectuându-se numai la ajustajele cu strângere MONTATE LA RECE.

În fig. 3.37 sunt reprezentate variaţiile strângerii datorită prelucrării cu reglări (a), (m) şi (mx), şi cele datorită uzurii rugozităţii (corecţia la rugozitate se face numai la montajul la „rece" al ajustajului cu strângere) (vezi fig. 3.37).

Din fig. 3.37, rezultă pentru cazul prelucrării prin reglare automată (a), a maşinilor, o variaţie a strângerii care tinde către minim. Se poate accepta ipoteza simplificatoare provizorie (numai la proiectare) potrivit căreia piesele rezultă la valoarea medie (d_{med}; D_{med}), determinând satisfacerea condiţiilor:

$$\pm\Delta d \approx 0; \quad \pm\Delta D \approx 0, \quad \Delta S \approx \Delta d - \Delta D = 0,$$

astfel, variaţia strângerii de proiectare la prelucrarea automată (a):

$$\boxed{\overline{\Delta S_{p(a)}} \approx \pm\overline{0}} \; . \qquad (3.1.67)$$

În cazul prelucrării prin reglarea manuală a maşinilor:

$$\Delta D = |1/3T_D|; \quad \Delta d = 1/3T_d; \quad S_i = d_m - D_m;$$

$$S_f = d_m + \Delta d - (D_m - \Delta D) = d_m + \Delta d - D_m + \Delta D;$$

$$S_f = d_m + 1/3T_d - D_m + 1/3T_D; \quad \Delta S = S_f - S_i;$$

$$\Delta S = d_m + 1/3T_d - D_m + 1/3T_D - d_m + D_m = 1/3T_d + 1/3T_D = 1/3T_{aj}.$$

Scanned with OKEN Scanner

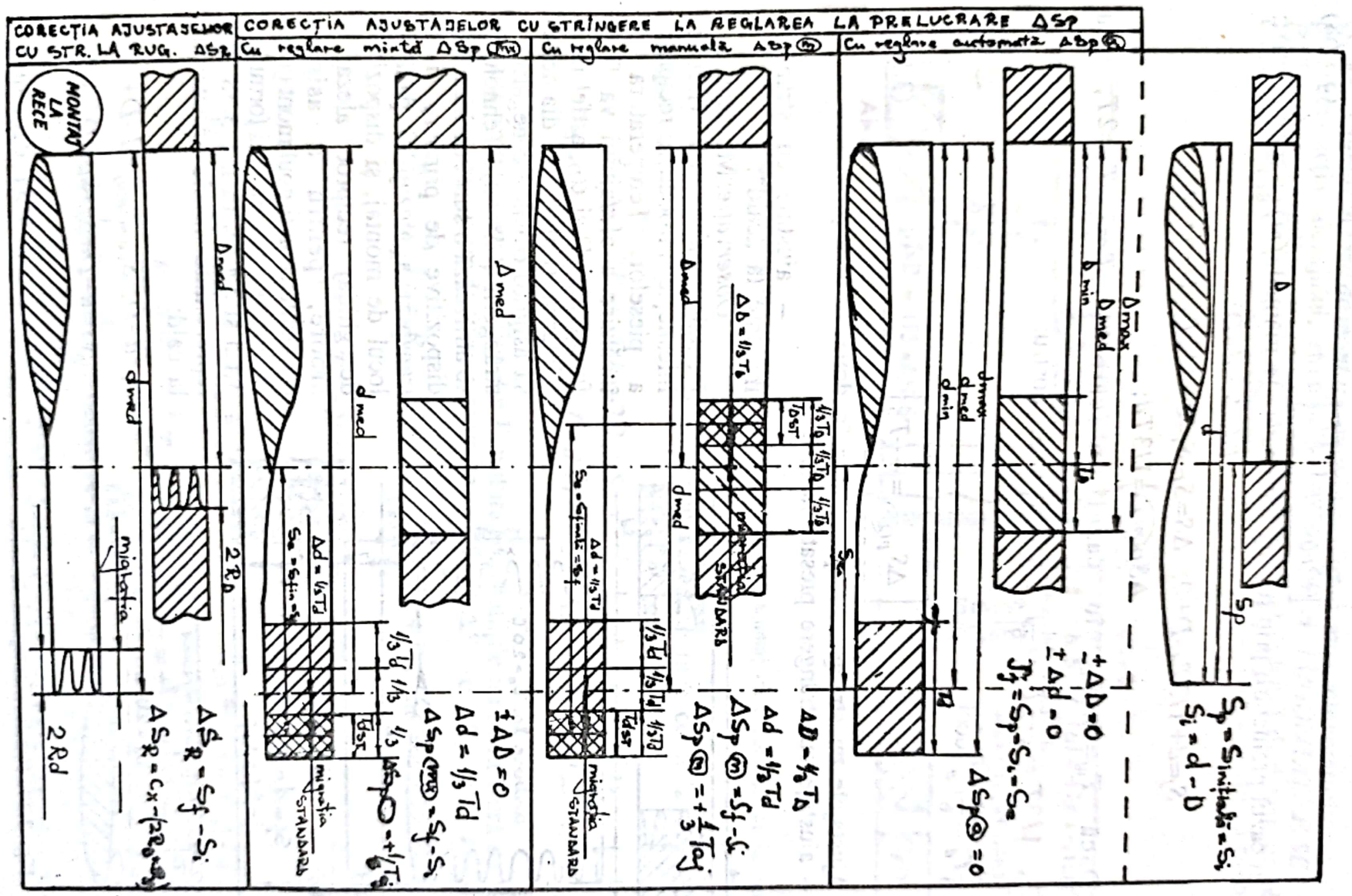


Fig. 3.37. Variațiile strângerii la reglare, la prelucrare și datorită rugozității.

Scanned with OKEN Scanner

$$\boxed{\Delta S_{p(m)} = +1/3T_{aj}}. \qquad (3.1.68)$$

În cazul prelucrării prin reglare automată (a) + manuală (m) cu montaj mixt:

$$\Delta D=0;\ \Delta d=+1/3Td;\ S_i=d-D;$$

$$S_f=d+1/3T_d-D\pm 0;\ \Delta S=S_f-S_i=d+1/3T_d-D-d+D;$$

$$\Delta Sp(mx)=1/3Td;$$

Dacă $T_{aj}=T_D+T_d$; în cazul în care $T_D=T_d=T$, $T_{aj}=2T$, sau $T=\frac{T_{aj}}{2}$; $1/3T=\frac{1}{3}\cdot\frac{1}{2}T_{aj}=\frac{1}{6}T_{aj}$, sau în cazul nostru:

$\frac{1}{3}T_d=\frac{1}{6}T_{aj}$ deci,

$$\boxed{\Delta S_{p(mx)}=+\frac{1}{6}T_{aj}} \qquad (3.1.69)$$

Ajustajele cu strângere se pot monta în două variante:
– ajustaje cu strângere presate la „rece“

– ajustaje cu strângere montate la „cald“;

Observație: Montajul prin încălzirea alezajului (fretare) înlesnește introducere reciprocă a pieselor. Temperatura de încălzire a alezajului va fi în funcție de: D și α_D, astfel încât dilatarea (liniară pe diametru) să asigure o valoare negativă a strângerii $(-S=+J)$. Tehnologic se utilizează o sursă de încălzire, dispozitive de prindere și de transport a alezajului până la locul de montaj, și dispozitive de ghidaj reciproc alezaj – arbore, pentru a asigura coaxialitatea în timpul montajului; (în legătură cu care vezi formulele 3.1.5 și 3.1.6). În fig. 3.38 sunt reprezentate fazele montajului la cald:

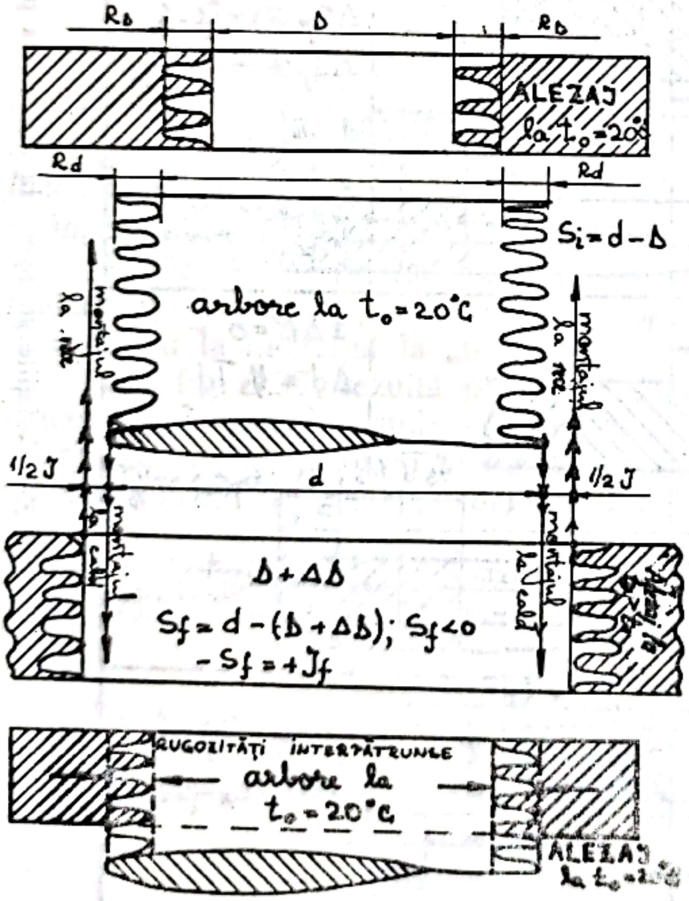


Fig. 3.38. Fazele montajului la cald.

$S_{de\ montaj}=d-D+\Delta D;$

$\Delta S=d-D+\Delta D-d+D=\Delta D$

când:

$S_{demontaj}/Si>1$, deci ajustaj

Scanned with OKEN Scanner

cu joc, (*numai în faza de montaj*), care la uniformizarea temperaturilor realizează prin contracţia alezajului, strângerea scontată. Aici *RUGOZITĂŢILE SE INTERPĂTRUND* şi suplimentează gradul de fixare. (Concurează deci prin coroborare cu strângerea la fixare suplimentară). În acest caz nu se face corecţie la rugozitate.

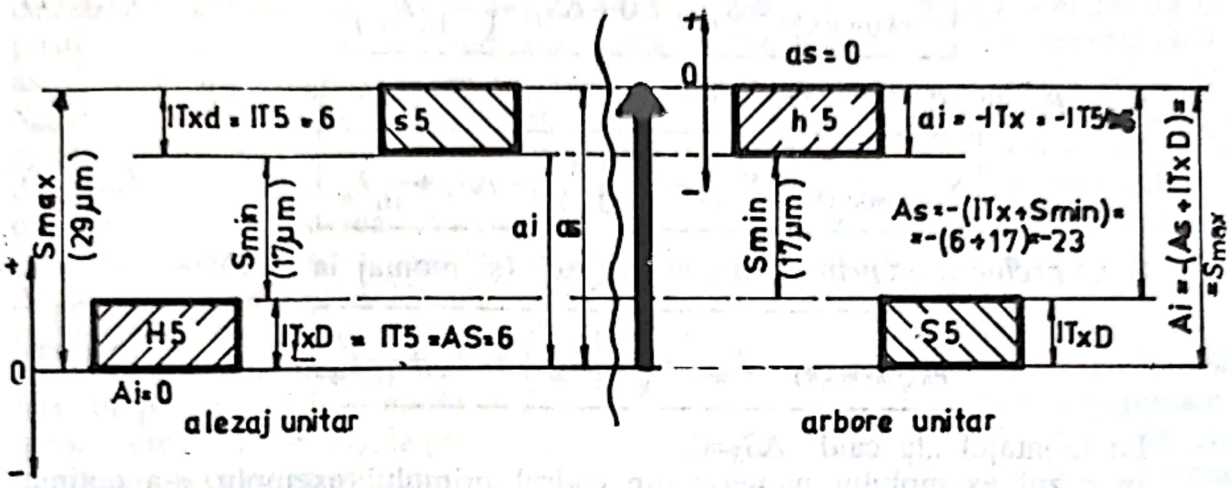


Fig. 3.39. Transformarea din ajustaj cu alezaj unitar, în ajustaj cu arbore unitar la ajustajele cu strângere.

La ajustajele cu strângere presate la rece, se face corecţia la rugozitate. Din fig. 3.37 şi 3.38.

$$\Delta D=2R_D;\quad \Delta d=-2R_d;\quad S_i=d-D;\quad S_f=d-\Delta d-D-\Delta D;$$

$$\Delta S=S_f-S_i=d-\Delta d-D-\Delta D-d+D=-\Delta d-\Delta D=-2R_D-2R_d=-4R_z,$$

Dacă $R_D=R_d=R_z$,

şi dacă, în baza recomdărilor din literatură, rugozităţile nu se înlătură de la bază, ci în funcţie de o serie de factori, se poate aprecia că $\Delta S=-c\cdot 4R_z=-0,5\cdot 4\cdot R_z=-2R_z$,

$$R_z=R_{zD}=\frac{1}{32}T_D=R_{zd}=\frac{1}{32}T_d;\qquad T_{aj}=T_D+T_d,\ \text{dacă}$$

$$T_D=T_d=T;\ T_{aj}=2T;\ T=\frac{T_{aj}}{2};\ \text{deci}\ \frac{1}{32}T_d=\frac{1}{32}\cdot\frac{1}{2}T_{aj},$$

şi

$$\frac{1}{32}T_D=\frac{1}{32}\cdot\frac{1}{2}T_{aj};\qquad R_{zd}=\frac{1}{32}T_d=\frac{1}{64}T_{aj};\qquad R_{zD}=\frac{1}{32}T_D=\frac{1}{64}T_{aj};$$

$$R_{zd}+R_{zD}=\frac{1}{64}T_{aj}+\frac{1}{64}T_{aj}=\frac{2}{64}T_{aj}=\frac{1}{32}T_{aj};$$

$$2R_z=2\cdot\frac{1}{32}\cdot T_{aj}=\frac{1}{16}T_{aj},\ \text{deoarece}\ \Delta S=2R_z;\ S_i=d-D$$

$$S_f=d-R_z-(D+R_z);\quad \Delta S=S_f-S_i=d-R_z-D-R_z-d+D=-2R_z,$$

Scanned with OKEN Scanner

Formulele de corecţie:

$$\boxed{\Delta S_R = -\frac{1}{16}T_{aj}}. \qquad (3.1.70)$$

– *La prelucrarea prin reglare automată* (a) (şi montaj la rece):

$$\boxed{S_{PK(pa)(t)(R)} = S_{med} \pm 0 - \Delta S_t - \left(-\frac{1}{16}T_{aj}\right)}. \qquad (3.1.71)$$

– *La prelucrarea prin reglare manuală* (m) (şi montaj la rece):

$$\boxed{S_{PK(pm)(t)(R)} = S_{med} - \left(+\frac{1}{3}T_{aj}\right) - \Delta S_t + \frac{1}{16}T_{aj}}. \qquad (3.1.72)$$

– *La prelucrarea prin reglare mixtă* (mx) (şi montaj la rece):

$$\boxed{S_{PK(pmx)(t)(R)} = S_{med} - \left(+\frac{1}{6}T_{aj}\right) - \Delta S_t + \frac{1}{16}T_{aj}}. \qquad (3.1.73)$$

La montajul „la cald" $\Delta S_R=0$.

În cazul exemplului numeric din cadrul primului exemplu, s-a obţinut ajustajul $\varnothing 10H_4/p_4$ cu abaterile $A_i=0$; $A_s=4$ µm; $A_i=15$ µm; $a_s=19$ µm, şi caracteristicile de asamblare: $S_{max}=19$ µm; $S_{min}=11$ µm; $S_{med}=15$ µm.

În cazul în care, prelucrarea este manuală şi $D=d=\varnothing=10$ mm; $T_d=20$ °C; $\alpha_D=15\cdot10^{-6}$ °C^{-1}; $t_D=50$ °C, montajul se face la cald.

$$S_{PK(pm)(t)(R)} = S_{med} - \left(+\frac{1}{3}T_{aj}\right) - \Delta S_t - 0; \quad (\Delta S_R=0 \text{ montaj la cald}).$$

$$S_{PK(pm)(t)} = 15 - \frac{1}{3}\cdot 8 - \Delta S_t.$$

$$\Delta S_t = \Delta d - \Delta D = d\cdot\alpha_d\cdot(t_d - t_o) - D\cdot\alpha_D\cdot(t_D - t_o),$$

$$\Delta S_t = 0 - \Delta D = -10\cdot15\cdot10^{-6}\cdot30 = -4{,}5 \text{ µm}.$$

$$S_{PK(pm)(t)} = 15 - \frac{8}{3} - 4{,}5 = 15 - 2{,}66 - 4{,}5 = 15 - 7 = 8 \text{ µm},$$

noul ajustaj va fi dedus:

$8=4-x$, unde $4=IT_4=4$ µm, clasa de precizie rămânând aceeaşi, schimbându-se numai strângerea (micşorându-se de la 15 µm la 8 mm), prin variaţia lui $x=a_i$. Din TAB. B, pentru $IT_4=4$ µm, singura valoare a lui $X=a_i=+6$ µm la ajustajul "m".

Deci obţinem noul ajustaj corectat:

$\varnothing 10\frac{H4}{m4}$ cu abaterile: $A_i=0$; $A_s=4$ µm; $a_i=+6$ µm; $a_s=+10$ µm, şi caracteristicile $S_{max}=10$ mm; $S_{min}=2$ µm; (!!?? mică); $S_{med}=6$ mm. Corecţia a fost făcută conform regulilor analitice fără eroare. Însă, la ajustajele cu strângere se pune problema acută atunci când datorită factorilor de influenţă de variaţie

Scanned with OKEN Scanner

(condiţii termice; funcţionale; prelucrare) strângerea funcţională *creşte*. Aceasta înseamnă o scădere a ei prin corecţie, scădere care poate să diminueze strângerea efectivă, sub strângerea minimă admisibilă (determinată prin calcul), fapt care periclitează gradul minimal de fixare (chiar în exerciţiul de mai sus, prin calcul s-a obţinut o S_{min}=11,36 µm, iar prin corecţie ajustajul a rezultat la o strângere minimă de S_{min}=2 µm, desigur prea mică pentru forţele din ajustaj, şi fără îndoială cauzând depresarea alezajului de pe arbore). Exemplificând în continuare, nu se poate declara exclusă o creştere mai mare a strângerii $(\Delta S=\Delta d-\Delta D)\rightarrow\Delta d\gg\Delta D)$, astfel încât la corecţie prin micşorarea proporţională a strângerii, este posibil ca $S_{min}=0$ sau chiar $S_{min}<0$, deci o strângere negativă adică un joc. În acest caz ajustajul rezultă în mod paradoxal rebut chiar prin corectare. Aici nu se fac corecţii exagerate (valoarea corectată maximă $V_{Kmax}=1/2T_{aj}$), sau (şi desigur mai indicat) este să se evite creşterea strângerii prin „anihilarea" sau cel puţin minimalizarea factorilor care măresc strângerea funcţională: (prelucrarea să se facă automat când $\Delta S_{pa}=0$; $\Delta D\approx\Delta d$ sau $\Delta D>\Delta d$, prin alegerea corespunzătoare a factorilor care influenţează pe Δd (α_d redus; t_d mic prin asigurarea răcirii arborelui)).

O deosebit de importantă situaţie, o au rulmenţii montaţi cu inelul lor interior pe arbori cu o (mică) strângere. În cazul în care în condiţii funcţionale, aceasta creşte ($\Delta d>\Delta D$), la proiectare se face obligatorie prescrierea unei strângeri mai mici. Această micşorare pune ajustajul în pericolul de a-l plasa spre strângerea minimă, să o egaleze, să se anuleze şi să se transforme într-o strângere negativă (joc). Chiar şi în prima ipostază ajustajul este rebut ($S_p<S_{min}$) în următoarele ($S_p<S_{min}$; $S_p=0$; $S_p<0$), calitatea asamblării este periclitată.

De exemplu, pentru o asamblare având diametrul nominal ∅=250 mm, rezultă din calcul o valoare a strângerii minime S_{min}= =42 µm, care asigură fixarea la o solicitare dată.

Ajustajul preliminar care se proiectează este $\varnothing 250\frac{H7}{r7}$ având abaterile: A_i=0; A_s=46 µm; a_i=84 µm; a_s=130 µm şi caracteristicile de asamblare: S_{max}=130 µm; S_{min}=38 µm şi S_{med}=84 µm (fig. 3.40)

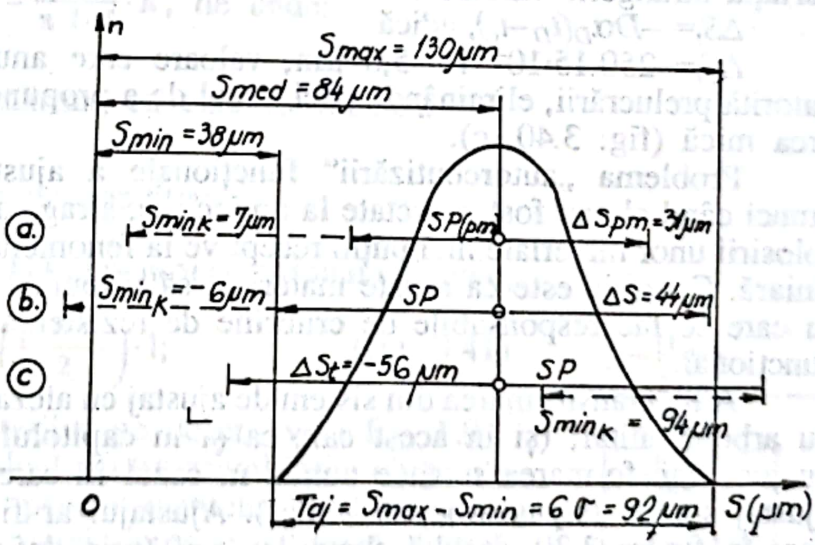


Fig. 3.40. Curba de distribuţie a ajustajului cu strângere

Dacă se ia în considerare doar efectul procesului de prelucrare a pieselor, aceasta făcându-se prin reglare manuală a maşinilor unelte, atunci:

$$\Delta S_{(pm)}=+\frac{1}{3}T_{aj};\quad T_{aj}=IT_{xD}+IT_{xd}=46+46=92\ \mu m,$$

Scanned with OKEN Scanner

deci

$$\Delta S_{(pm)} = +\frac{1}{3}92 = 30{,}66 \simeq 31 \ \mu m, \text{ (fig. 3.40, a)}$$

Va rezulta o scădere a caracteristicii de asamblare corectate (strângerea de proiectare medie):

$$S_{P(pm)} = S_{med} - \Delta S_{(pm)} = 84 - 31 = 53 \ \mu m.$$

Dar strângerea minimă corectată va fi:

$S_{mink} = S_{P(pm)} - IT_x = 53 - 46 = 7$ µm, mult mai mică decât strângerea minimă rezultată din calcul (prea mică pentru forţele care solicită ajustajul ($S_{mincalc.} = 42$ µm) şi fără îndoială cauzând depresarea alezajului de pe arbore. Nu este exclusă o creştere mai mare a strângerii, de exemplu în cazul prelucrării manuale a pieselor şi considerând condiţiile funcţionale $t_D = 40$ °C; $t_d = 40$ °C; $\alpha_D = 18 \cdot 10^{-6}$ °C^{-1}; $\alpha_d = 15 \cdot 10^{-6}$ °C^{-1}, montajul se face prin presare la rece, $\Delta S_R = -2$ µm.

Atunci $\Delta S = \Delta S_{(pm)} + \Delta S_{(t)} + \Delta S_{(R)}$,

$\Delta S = 31 + 15 - 2 = 44$ µm Fig. 3.40 b, unde $\Delta S_t = 250 \cdot 18 \cdot 10^{-6} \cdot 20 - 250 \cdot 15 \cdot 10^{-6} \cdot 20 = 15$ µm.

Strângerea medie corectată (strângerea de proiectare) $S_{P(pm,t,R)} = S_{med} - \Delta S = 84 - 44 = 40$ µm, iar strângerea minimă corectată $S_{mink} = S_P - IT_x = 40 - 46 = -6$ µm, deci o strângere negativă, adică un joc.

Ajustajul rezultă aşadar rebut prin proiectare. Pentru rezolvarea problemei se recurge, la una din soluţiile prezentate mai sus.

Dacă alegem, de exemplu pentru ajustajul considerat următoarele condiţii tehnico-funcţionale: $t_d = 20$ °C ($\Delta d = 0$), $t_D = 35$ °C, $\alpha_D = 15 \cdot 10^{-6}$ °C^{-1}, va rezulta pentru variaţia strângerii valoarea:

$\Delta S_t = -D\alpha_D(t_D - t_d)$, adică

$\Delta S_t = -250 \cdot 15 \cdot 10^{-6} \cdot 15 = 5{,}6$ µm, valoare care anulează creşterea strângerii datorită prelucrării, eliminând astfel riscul de a propune o strângere de proiectare prea mică (fig. 3.40, c).

Problema „autorebutizării" funcţionale a ajustajelor prin efect termic, atunci când ele au fost corectate la proiectare, atrage atenţia specialiştilor asupra folosirii unor materiale mai puţin receptive la fenomenul fizic de dilataţie termică liniară. Condiţia este ca aceste materiale să răspundă favorabil faţă de situaţiile în care se fac responsabile de criteriile de rezistenţă, cu care au fost învestite funcţional.

A.8) Transformarea din sistem de ajustaj cu alezaj unitar în sistem de ajustaj cu arbore unitar; (şi în acest caz, ca şi în capitolul respectiv de la ajustajele cu joc, transformarea se face numai în cazul în care la alegerea sistemului de ajustaj s-ar fi impus arborele unitar). Ajustajul ar fi atunci: $\varnothing 10S5/h5$, pentru care în figura 3.39, rezultă abaterile: $a_s = 0$ (prin definiţie de la regula stabilirii sistemului de ajustaj cu arbore unitar): $a_i = -IT_x$; $A_s = -(IT_x + S_{min})$; $A_i = -(A_s + IT_x)$. În cazul ajustajului de mai sus: $a_s = 0$; $a_i = -6$ µm; $A_s = -(6+17) = -23$ µm şi $A_i = -(23+6) = -29$ µm. Caracteristicile de asamblare: $S_{max} = 0 - (-29) = 29$ µm; $S_{min} = -6 - (-23) = 17$ µm; $S_{med} = 23$ µm. Se observă că sub aspectul caracteristicilor de asamblare cele două ajustaje reprezintă o identitate valorică. Diferenţa de sistem este determinată de alte considerente (vezi cap. alegerea sistemului de ajustaj).

Scanned with OKEN Scanner

Observaţie: În cazul în care cele două clase de precizie nu sunt aceleaşi spre exemplu: *H7/u6*, atunci la transformarea din alezaj unitar în arbore unitar, piesa îşi păstrează clasa de precizie: *U7/h6*.

A.9) Verificarea ajustajului la strângerea maximă.

După determinarea abaterilor se determină valoarea strângerii maxime. $S_{max}=a_s-A_i$, la care se verifică ajustajul. Din formula 3 1.56,

$$S_{min}=p\cdot\varnothing\left(\frac{C_A}{E_A}+\frac{C_B}{E_B}\right), \qquad (3.1.74)$$

în care presiunea pe suprafaţa de contact $p=\frac{P}{\pi\cdot\varnothing\cdot l\cdot f}$, corespunde la valoarea minimă a ei (p minim), pentru care şi P este la valoarea minimă de încărcare a ajustajului. Deoarecc ajustajul variază admisibil până la S_{max}, se necesită a fi verificat (mai ales alezajul, piesa periclitată majoritar, îndeosebi la asamblările pe arbori plini) la S_{max}:

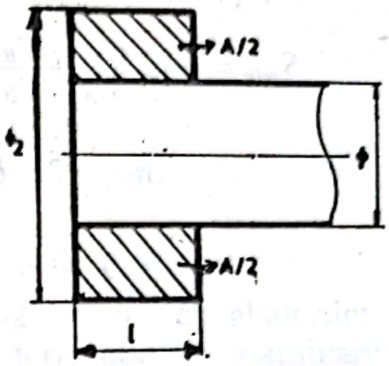


Fig. 3.41. Calculul ariei alezajului.

$$S_{max}=p_{max}\cdot\varnothing\cdot K \text{ unde } K=\left(\frac{C_A}{E_A}+\frac{C_B}{E_B}\right)\ (\text{mm}^2/\text{daN}),$$

deci,

$$S_{max}=\frac{P_{max}}{\pi\cdot\varnothing\cdot l\cdot f}\varnothing\cdot K=\frac{P_{max}}{\pi\cdot l\cdot f}\cdot K, \text{ de unde:}$$

$$P_{max}=\frac{\pi\cdot l\cdot f\cdot S_{max}}{K}, \text{ mărime cu care se verifică:}$$

$\sigma_{max}=\frac{P_{max}}{A}$, şi se pune condiţia:

$\sigma_a\geq\sigma_{max}$; $A=(\varnothing_2-\varnothing).1$, sau pentru cazuri mai exigente,

$$A=\left(\frac{\varnothing_2-\varnothing}{2}\right)\cdot 1; \qquad \text{(fig. 3.41)}$$

A.10). Trecerea abaterilor pe desen (vezi fig. 1.9).

Drept exemplu de calcul pentru asamblările obişnuite în construcţia de maşini, pentru diametru >18 mm, se consideră tema, asamblării unei coroane de roată dinţată melcată din bronz, pe obada de roată din fontă (fig. 3.42):

Să se proiecteze ajustajul pentru următoarele date ale problemei:

M_t=4000 daN·cm;

$\varnothing$ 250 mm;

$\varnothing_2$=280 mm;

$\varnothing_1$=210 mm,

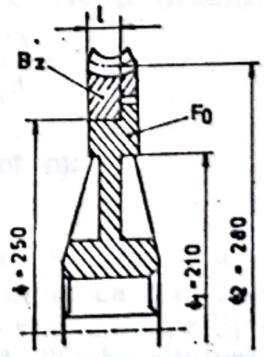


Fig. 3.42. Coroană de bronz la roată melcată din fontă.

coeficientul de frecare f=0,05; l=60 mm; modulul de elasticitate pentru fontă: E_A=1,3·10⁴ daN/m², iar cel pentru bronz: E_B=1,1·10⁴ daN/mm², coeficienții lui Poisson:

μ_1=0,25 (pentru fontă) și μ_2=0,32 (pentru bronz).

Rezolvare:

A_1 și A_2:

$$S_{min} = p \cdot \varnothing \left(\frac{C_A}{E_A} + \frac{C_B}{E_B} \right) \text{(mm)} \quad \text{unde:}$$

$$p = \frac{P}{\pi \cdot \varnothing \cdot l \cdot f}; \quad M_t = P \cdot \varnothing / 2;$$

$$P = \frac{2M_t}{\varnothing};$$

$$p = \frac{2M_t}{\pi \cdot \varnothing^2 \cdot l \cdot f};$$

$$p = \frac{2 \cdot 4000}{\pi \cdot 25^2 \cdot 6 \cdot 0{,}05} = 13{,}58 \ \text{daN/cm}^2;$$

$$p = 0{,}1358 \ \text{daN/mm}^2.$$

$$C_A = \frac{1 + \left(\frac{\varnothing_1}{\varnothing} \right)^2}{1 - \left(\frac{\varnothing_1}{\varnothing} \right)^2} - \mu_1; \quad C_A = \frac{1{,}7056}{0{,}2944} - 0{,}25 = 5{,}543,$$

$$C_B = \frac{1 + \left(\frac{\varnothing}{\varnothing_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{\varnothing}{\varnothing_2} \right)^2} + \mu_2 = \frac{1{,}7972}{0{,}2028} + 0{,}32 = 9{,}181,$$

$$K = \frac{C_A}{E_A} + \frac{C_B}{E_B} = \frac{5{,}543}{1 \cdot 3 \cdot 10^4} + \frac{9{,}181}{1 \cdot 1 \cdot 10^4} = 0{,}00042638 + 0{,}00083464$$

$$K = 0{,}0012611 \ \frac{\text{mm}^2}{\text{daN}};$$

$$S_{min} = p \cdot K \cdot \varnothing = 0{,}1358 \cdot 0{,}0012611 \cdot 250 = 0{,}0428 \ \text{mm}$$

$$S_{min} = 42{,}8 \ \mu\text{m} \approx 43 \ \mu\text{m}.$$

(soluția ideală de utilizare a tabelului ar fi):

43=86–43 (din $S_{min}=x-y$, unde $x=2y$).

Cazul cel mai apropiat din Tab. 3.9.

Scanned with OKEN Scanner

43=84–46 în care:

r 7

$[43 \simeq 84 - 46]$, deci ajustajul este de $\varnothing 250 \frac{H7}{r7}$.

S_{min} (calc) Tab. 3.9 (chenar II) Tab. 3.9 (chenar I)

A.3) Determinarea abaterilor (Tab. 3.9)

A_i=0; A_s=46 μm; a_i=84 μm; a_s=84+46=130 μm.

A.4) Calculul caracteristicilor de asamblare

S_{max}=130 μm; S_{min}=84–46=38 μm; S_{med}=84 μm.

Ajustajul calculat cu S_{min}=43 μm, este deci $\varnothing 250H7/r7$ cu abaterile: A_i=0; A_s=46 μm; a_i=84 μm; a_s=130 μm și caracteristicile de asamblare:

S_{max}=130 μm; S_{min}=38 μm; S_{med}=84 μm.

În tabelul 3.10 este redat un exemplu de calcul al abaterilor și de stabilire a simbolului ajustajelor cu strângere. La punctele de sub „numărul curent" 1...5, s-a considerat drept variabilă presiunea p (daN/mm^2) pe suprafața de strângere. S-au obținut valori crescătoare ale strângerii minime funcție de ($p_1<p_2<p_3<p_4<p_5$) adică (31<43<63<126<189). Pentru fiecare valoare a strângerii minime calculate, au fost analizate condițiile analitice impuse de valoarea *IT*5, *IT*6, *IT*7 (21; 29; 46) μm, la intervalul de dimensiuni (180...250) mm; Valoarea nominală a asamblărilor fiind ∅=250 mm. În antetul tabelului sunt redate: toleranțele fundamentale pentru clasele 4...9. S-au luat în discuție clasele preferențiale: *IT*5=21 μm; *IT*6=29 μm și *IT*7=46 μm. De asemenea în antetul tabelului au fost trecute, numai pentru intervalul (225...250) mm, abaterile fundamentale ale arborilor (μm), de la *m* la *zc*.

În baza „formulei cheie" și a claselor de precizie în discuție s-a determinat abaterea fundamentală *calculată* (a_i calculat) a arborelui, care s-a comparat cu abaterea fundamentală standardizată (a_i standardizat) a arborelui. În cazul coincidenței celor două valori (sau chiar numai a unor diferențe minime) ajustajul a rezultat identic (sau apropiat) cu cel standardizat (*ST***). [la diferențe minime (*ST**)].

deci a_i calculat=a_i standardizat sau

a_i calculat≈a_i standardizat

În cazul în care diferențele dintre cele două valori sunt mari:

a_i calculat≷a_i standardizat,

ajustajul devine incompatibil. El se poate corecta prin a accepta valoarea lui a_i calculat, și a considera această mărime pe desen, în pofida faptului că este mai mult sau mai puțin diferită de cea standardizată. În acest fel se respectă condiția analitică și se înlătură dezavantajul intervalelor mari între valorile discrete ale abaterilor fundamentale ale arborilor, standardizate. Ajustajul va îndeplini condiția standardizării numai pentru alezaj. Arborele va fi nestandardizat. (Pe desen nu apar indicații simbolice literale: $\varnothing 250H7/$.)

Scanned with OKEN Scanner

Proiectarea ajustajului cu strângere

TAB. B. (parţial) şi variaţia S_{min} în funcţie de pres. în ajust. p

Limitele intervalelor de dimensiuni		Toleranţe fundamentale µm						Abaterile fundamentale ale arborilor a_i; µm														TAB. B parţial
mm		4	5	6	7	8	9	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc	
>180...20AB																						
>200...225		14	21	29	46	72	115	+17	+31	+50												
>225...250											+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350	

Numărul curent	Parametrul variabil p daN/mm^2	Strângerea minimă calculată µm	Clasa de precizie rezultată „x"	Formula „cheie" de calcul: $S_{min} = ai - ITx$ (TAB. B. chenar ② µm; chenar ① µm)	Ajustajul rezultat Hx (standardizat); I) a_s**; a_i** (standardizate)**; II) a_s*; a_i* (adoptate standard)*; III) a_s; a_i (nestandardizate, N.ST. calculate analitic) (simbol); µm
0	1	2	3	4	5
1	0,1	31,5≈31	5	31=52*–21 (ST*) 52≈50	$\varnothing 250\, H5^*/p5^*;\ A_i=0,\ A_s=+21;\ a_i=+50,\ a_s=+71;\ ST^*$
			6	31=60–29	$\varnothing 250\, H6/?;\ A_i=0,\ A_s=+29;\ \xrightarrow{i/c}\ a_i=+60,\ a_s=+89\ N.ST.$
			7	31=77–46	$\varnothing 250\, H7/?;\ A_i=0,\ A_s=+46;\ \xrightarrow{i/c}\ a_i=+77,\ a_s=+123\ N.ST.$
2	0,1358 (din exemplul anterior)	43	5	43=64–21	$\varnothing 250\, H5/?;\ A_i=0,\ A_s=+21;\ \xrightarrow{i/c}\ a_i=+64,\ a_s=+85\ N.ST.$
			6	43=72–29	$\varnothing 250\, H6/?;\ A_i=0,\ A_s=+29;\ \xrightarrow{i/c}\ a_i=+72,\ a_s=+101\ N.ST.$
			7	43=89*–46 (ST*) 89≈84	$\varnothing 250\, H7/r7^*;\ A_i=0,\ A_s=+46;\ a_i=+84,\ a_s=+130\ ST.^*$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.10 (continuare)

0	1	2	3	4	5
3	0,2	63	5	63=84**–21 (ST**) $\boxed{84\equiv84}$	$\varnothing 250H5/r5^{**};\begin{matrix}A_i=0\\A_s=+21\end{matrix};\begin{matrix}a_i=+84^{**}\\a_s=+105^{**}\end{matrix}ST.^{**}$
			6	63=92–29	$\varnothing 250H6/?;\begin{matrix}A_i=0\\A_s=+29\end{matrix};\xrightarrow{\frac{i}{c}}:\begin{matrix}a_i=+92\\a_s=+121\end{matrix}N.ST.$
			7	63=109–46	$\varnothing 250H7/?;\begin{matrix}A_i=0\\A_s=+46\end{matrix};\xrightarrow{\frac{i}{c}}:\begin{matrix}a_i=+109\\a_s=+155\end{matrix}N.ST.$
4	0,4	126	5	126=147–21	$\varnothing 250H5/?;\begin{matrix}A_i=0\\A_s=+21\end{matrix};\xrightarrow{\frac{i}{c}}:\begin{matrix}a_i=+147\\a_s=+176\end{matrix}N.ST.$
			6	126=155–29	$\varnothing 250H6/?;\begin{matrix}A_i=0\\A_s=+29\end{matrix};\xrightarrow{\frac{i}{c}}:\begin{matrix}a_i=+155\\a_s=+184\end{matrix}N.ST.$
			7	126=172–46	$\varnothing 250H7/?;\begin{matrix}A_i=0\\A_s=+46\end{matrix};\xrightarrow{\frac{i}{c}}:\begin{matrix}a_i=+172\\a_s=+218\end{matrix}N.ST.$
5	0,6	189	5	189=210–21	$\varnothing 250H5/?;\begin{matrix}A_i=0\\A_s=+21\end{matrix};\xrightarrow{\frac{i}{c}}:\begin{matrix}a_i=+210\\a_s=+241\end{matrix}N.ST.$
			6	189=218–29	$\varnothing 250H6/?;\begin{matrix}A_i=0\\A_s=+29\end{matrix};\xrightarrow{\frac{i}{c}}:\begin{matrix}a_i=+218\\a_s=+247\end{matrix}N.ST.$
			7	189=235–46	$\varnothing 250H7/?;\begin{matrix}A_i=0\\A_s=+46\end{matrix};\xrightarrow{\frac{i}{c}}:\begin{matrix}a_i=+235\\a_s=+281\end{matrix}N.ST.$

Legendă:

I) Indicaţia ST** (standardizat**), corespunde relaţiei:

$$a_{i\,\text{calculat}} \equiv a_{i\,\text{standard}}$$

II) Indicaţia ST* (standardizat*) corespunde relaţiei:

$$a_{i\,\text{calculat}} \approx a_{i\,\text{standard}}$$

III) Indicaţia $\xrightarrow{\frac{i}{c}}:\xrightarrow[\text{calculabil}]{\text{incompatibil}}$: cele două abateri a_i şi a_s, se calculează N.ST (nestandardizat)

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.10 (continuare)

Exemplu de preferință electivă a ajustajelor cu strângere pe scara valorilor discrete a TAB. B.

Ø=250 mm; $Ø_2$=280 mm; $Ø_1$=210 mm; f=0,05; l=60 mm; E_A=1,3 ·10⁴ daN/mm²; E_B=1,1 ·10⁴ daN/mm²; μ_1=0,25; μ_2=0,32; p=variabil.

0	1	2	3	4	a_i	5
	p	S_{min}		52≈50 :p; clasa 5	a_i	
1	0,1	31	5	31=52–21	„p“	→ Ø 250 H5/p5
	daN/mm²	µm		µm	50 µm	
2.1	0,12	38		38=59–21	59 →	a_{ic}=59
2.2	0,13	41	5	41=62–21	62 →	a_{ic}=62
2.3	0,1358 ex. ant.	43		43=64–21	64 →	a_{ic}=64
2.4	<0,15	47–ε		47–ε=(68–ε)–21	68–ε →	a_{ic}=68–ε
2	0,15	47	5	Caz I.1 47=68–21	68	Caz I.1 / Caz I.2
2.5	>0,15	47+ε		47+ε=(68+ε)–21	68+ε	a_i=68+ε
2.6	0,17	53		53=74 –21	74	a_i=74
2.7	0,18	57	5	57=78–21	78	a_i=78
2.8	0,19	60		60=81–21	81	a_i=81
2.9	>0,2	63–ε		63–ε=(84–ε)–21	84–ε	a_i=84–ε
						Caz II.1 / Caz II.2. (proximal)
				r; clasa 5	a_i	
3	0,2	63	5	63=84–21 µm	„r“ 84	→ Ø250 H5/r5

Scanned with OKEN Scanner

În tab. 3.10 – continuare –, s-a considerat variabilă funcţională a ajustajului, valoarea presiunii (p daN/mm^2), între mărimile p=0,1 daN/mm^2 şi p=0,2 daN/mm^2. Pentru fiecare valoare a presiunii p, considerată, s-a obţinut valoarea strângerii minime calculate (S_{minc}). Pentru cele două extreme: p=0,1 şi p=0,2 s-au obţinut ajustaje standardizate**, cu abaterea minimă (formula de bază de calcul) de asemenea standardizată: a_i=50 µm şi a_i=84 µm care corespund arborilor „p" şi „r". Între cele două valori abaterea minimă este oarecare (neindicată pe scara discretă a mărimilor standardizate). Acestea sunt: a_i=59 µm (poz. 2.1) şi a_i=84 µm (poz. 3). Trasecle indicate cu săgeţi corespund întocmai indicaţiilor de la ajustajele cu joc:

Cazul I.1., cel al diferenţei faţă de a_{imed}=68, deci $a_{ic}\leq$68 µm. Este cazul valorilor exemplificate: a_i=(52; 59; 62; 64; 64 –ε), pentru fiecare, proiectantul va opta pentru ajustajul ∅250*H5/p5*.

Cazul I.2., acela în care proiectantul va considera valorile obţinute pe cale analitică (vor fi nestandardizate). Pe desen nu se poate trece un simbol incomplet ∅250*H5/* , dar se vor trece abaterile calculate: poz. 2.1. A_i=0; A_s=+21 µm; a_i=+59 µm; a_s=+80 µm; poz. 2.2. A_i=0; A_s=+21 µm; a_i=+62 µm; a_s=+83 µm; poz. 2.3. A_i=0; A_s=+21 µm; a_i=64 µm; a_s=+85 µm; poz. 2.4. A_i=0; A_s=+21 µm; a_i=calculabil; a_s=calculabil.

În situaţia în care din calculele analitice rezultă: $a_i > a_{imed}$, (poz. 2.5...2.9), se va proceda ca şi în cazul anterior (caz I.2.):

Cazul II.1.: presupune indicarea pe desen a abaterilor inferioare rezultate din calcul:

poz. 2.5. A_i=0; A_s=+21 µm; a_i=calculabil; a_s=calculabil
poz. 2.6. A_i=0; A_s=+21 µm; a_i=+74 µm; a_s=+95 µm
poz. 2.7. A_i=0; A_s=+21 µm; a_i=+78 µm; a_s=+99 µm
poz. 2.8. A_i=0; A_s=+21 µm; a_i=+81 µm; a_s=+102 µm
poz. 2.9. A_i=0; A_s=+21 µm; a_i=calculabil; a_s=calculabil
poz 3. A_i=0; A_s=+21 µm; a_i=+84 µm; a_s=+105 µm.

Cazul II.2. Proiectantul va opinia pentru singurul ajustaj (de capăt) ∅250*H5/r5*, pe seama proximatăţii valorice a abaterii minime 74≈78≈81≈84.

A.5; A.6; A.7) Corecţia ajustajului la: prelucrare, la temperatură şi la rugozitate.

În cazul ajustajului de mai sus, se dau drept date ale problemei legate de analiza termică: D=d=∅=250 mm; t_D=60 °C; t_d=20 °C; α_D=20·10^{-6} °C^{-1}; Δd=0 (t_d≈20 °C).

$\Delta S_{(t)}$=Δd–ΔD=–250·20·10^{-6}·40=–200 µm, asamblarea se face la „rece" când se consideră şi variaţia datorată rugozităţii. Se dă: R_{zD}=R_{zd}=1,6 µm; ΔS_R=–2R_z=–2·1,6=–3,2 µm.

Prelucrarea se face prin reglare automată.

Strângerea de proiectare corectată:

$$S_{PK(pa)(t)(R)}=S_{med}-\Delta S_{pa}-\Delta S_t-\Delta S_R,$$
$$S_{PK(pa)(t)(R)}=84\pm0-(-200)-(-3,2),$$
$$S_{PK(pa)(t)(R)}=84\pm0+200+3,2=84+203,$$
$$S_{PK(pa)(t)(R)}=84+203=287 \text{ µm}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Reaşezarea ajustajului după corecţie se face păstrând precizia şi desigur variind strângerea din abaterea inferioară (a_i din TAB. B):

$$S_{PK(pa)(t)(R)}=S_{med\ reaşezată}=287\ \mu m;$$

$$S_{min}=S_{med\ reaşezată}-IT_x=287-46=241\ \mu m;$$

$$241=X-46;\ X=a_i=287\ \mu m.$$

În TAB. B, cea mai apropiată valoare de $X=a_i=287$ µm, este $a_i=284$ µm proprie arborelui „u". Deci ajustajul reaşezat va fi: $\varnothing 250H7/u7$ cu abaterile:

$$A_i=0;\ A_s=46\ \mu m;\ a_i=+284\ \mu m;\ a_s=a_i+IT_x;$$

$a_s=284+46=+330$ µm, cu caracteristicile de asamblare:

$$S_{max}=330\ \mu m;\ S_{min}=284-46=238\ \mu m;\ S_{med}=\frac{330+238}{2}=284\ \mu m.$$

Dacă strângerea minimă calculată la proiectare:

$S_{min}=43$ µm, strângerea minimă a ajustajului reaşezat este: $S_{min}=238$ µm. Aceasta din urmă va scădea cu $|\Delta S_t|+|\Delta S_R|=203$ µm; deci pierderea de strângere:

$$S_{minR}-|\Delta S_t|-|\Delta S_R|=238-203=35\ \mu m,$$

valoarea neesenţial diferită de strângerea minimă a ajustajului proiectat: $\varnothing 250H7/r7 \rightarrow S_{min}=38$ µm.

A.8) Verificarea ajustajului la strângerea maximă:

$$P_{max}=\frac{\pi\cdot l\cdot f\cdot S_{max}}{K},$$

$$P_{max}=\frac{\pi\cdot 60\cdot 0{,}05\cdot 0{,}330}{0{,}0012611}=2376\ daN.$$

$$\sigma_{max}=\frac{P_{max}}{\frac{\varnothing_2-\varnothing}{2}\cdot l}=\frac{2P_{max}}{(\varnothing_2-\varnothing)\cdot l}=\frac{4752}{1800}=2{,}6\ daN/mm^2\ \text{(neglijabil)}.$$

Solicitarea este valabilă considerând chiar la strângerea maximă ajustajul proiectat ($S_{max}=0{,}330$ mm), pentru forţa axială la presare ($P_{max}=2376$ daN şi pentru cazul cel mai defavorabil, al ruperii alezajului pe o jumătate de suprafaţă). Cazul intervine la montaj când influenţează numai forţa axială de asamblare. În timpul funcţionării intervin simultan forţa axială (care asigură strângerea după asamblare şi momentul de răsucire datorat funcţionării asamblării, când calculul presiunii maxime, care apare între suprafeţele pieselor asamblate se poate calcula din:

$$p_{max}=\frac{\sqrt{P_{max}^2+\left(\frac{2M_{tmax}}{d}\right)^2}}{\pi\cdot\varnothing\cdot l\cdot f}=\frac{\sqrt{2376^2+\left(\frac{2\cdot 297100}{250}\right)^2}}{\pi\cdot 250\cdot 60\cdot 0{,}05}=1{,}426\ daN/mm^2,\qquad (3.1.75)$$

Scanned with OKEN Scanner

pentru care rezultă o strângere maximă:

$$S_{max}=p_{max}\cdot k\cdot\varnothing=1{,}426\cdot 0{,}0012611\cdot 250=0{,}134 \text{ mm},$$

care este sub strângerea maximă asigurată de ajustaj (S_{max}=0,330 mm): (0,330>0,134).

La proiectare se impune condiţia ca presiunea maximă (p_{max}), ce apare între suprafeţele pieselor îmbinate, să nu depăşească valoarea presiunii critice (p_c), la care apar deformaţii plastice (conforme lui σ_c – solicitarea la curgere), care ar micşora strângerea. Formulele sunt limitative în sensul:

$p_{max\,alezaj}<p_{c2}$, şi $p_{max\,arbore}<p_{c1}$, în care p_{c2} şi p_{c1}, sunt presiunile critice în funcţie de dimensiuni şi σ_c al materialului piesei (s-au considerat: σ_{c2}=400 N/mm^2, rezistenţa la curgere a materialului alezajului, B_z şi σ_{c1}=100 N/mm^2, rezistenţa la curgere arborelui F_o).

$$p_{c_2}=\frac{\varnothing_2^2-\varnothing^2}{2\varnothing_2^2}\cdot 40=4{,}056 \text{ daN/mm}^2;$$

$$4{,}056>1{,}426$$

$$p_{c_1}=\frac{\varnothing^2-\varnothing_1^2}{2\varnothing^2}\cdot 10=1{,}472 \text{ daN/mm}^2;$$

$$1{,}472>1{,}426$$

deci valorile sunt acoperitoare.

Pe lângă exemplele prezentate mai sus, se expun în continuare diverse alte exerciţii de proiectare a ajustajelor cu strângere.

1. Să se proiecteze ajustajul cu strângere cu următoarele date iniţiale: $\varnothing$=150 mm; $\varnothing_2$=200 mm, $\varnothing_1$=0; l=50 mm, f=0,03, P=150 daN, $E_1=E_2=1{,}4\cdot 10^4$ daN/mm^2, $\mu_1=\mu_2=0{,}3$, apoi să se corecteze ajustajul, ştiind variaţia termică a strângerii ΔS_t=–20 µm, prelucrarea pieselor s-a făcut prin reglare automată a maşinilor-unelte, iar montajul este termic.

Rezolvare: Se calculează strângerea minimă:

$$S_{min\,c}=p\cdot\varnothing\cdot K=\frac{P}{\pi\cdot\varnothing\cdot l\cdot f}\cdot\varnothing\cdot\left(\frac{C_A}{E_A}+\frac{C_B}{E_B}\right),$$

obţinându-se pentru această valoarea

$$S_{minc}=20{,}75\cong 21 \text{ µm}$$

Utilizând TAB. B. cu ajutorul formulei cheie se alege ajustajul

$$S_{minc}=a_i-ITx,$$

$21\cong 43-25$, ajustajul fiind $\varnothing 150\frac{H6}{p6}$. Abaterile acestui ajustaj sunt:

$$A_i=0;\ A_s=25 \text{ µm};\ a_i=43 \text{ µm};\ a_s=68 \text{ µm},$$

iar caracteristicile de asamblare extreme şi medie:

$$S_{max}=a_s-A_i=68-0=68 \text{ µm}$$

Scanned with OKEN Scanner

$$S_{min}=ai-A_s=43-25=18\ \mu m$$

$$S_{med}=(S_{max}+S_{min})/2=43\ \mu m.$$

Corecţia ajustajului la prelucrare $\Delta S_{pa}=\pm 0$.

Se cunoaşte $\Delta S_t=-20$ µm şi $\Delta S_R=0$

$$S_P=S_{med}-\Delta S_p-\Delta S_t-\Delta S_R=43-(\pm 0)-(-20)-(0)=63\ \mu m$$

$$S_{mink}=S_P-ITx=63-25=38\ \mu m$$

$38\cong 65-25$, ajustajul corectat fiind $\varnothing 150\frac{H6}{r6}$.

Abaterile acestui ajustaj sunt: $A_i=0$; $A_s=+25$ µm; $a_i=65$ µm; $a_s=90$ µm, iar caracteristicle de asamblare: $S_{max}=90$ µm, $S_{min}=40$ µm; $Smed=65$ µm.

2. Pentru un ajustaj cu strângere cu cota nominală $\varnothing=100$ mm, funcţie de datele tehnico-funcţionale a rezultat din calcul o valoare pentru strângerea minimă $S_{min}=35$ µm. Să se proiecteze ajustajul în sistem arbore unitar, apoi să se corecteze ştiind că prelucrarea pieselor s-a făcut prin reglarea manuală a maşinilor-unelte.

Rezolvare: Din TAB. B. se obţine: $35\cong 71-35$, ajustajul ales fiind $\varnothing 100H7/s7$. Abaterile ajustajului sunt:

$$A_i=0;\ A_s=+35\ \mu m,$$

$$a_i=+71\ \mu m;\ a_s=+106\ \mu m$$

iar $S_{max}=106$ µm; $S_{min}=36$ µm şi $S_{med}=71$ µm.

Corecţiile ajustajului:

$$\Delta S_{pm}=+\frac{1}{3}T_{aj};\ T_{aj}=35+35=70\ \mu m$$

$$\Delta S_{pm}=+\frac{1}{3}70=23{,}33\ \mu m$$

$$S_P=S_{med}-\Delta Sp_m=71-23=48\ \mu m$$

$$Smin_K=48-35=13\ \mu m$$

$13\cong 51-35$, ajustajul corectat fiind $\varnothing 100\frac{H7}{r7}$, cu abaterile: $A_i=0$; $A_s=+35$ µm; $a_i=+51$ µm; $a_s=86$ µm şi $S_{max}=86$ µm; $S_{min}=16$ µm; $S_{med}=51$ µm.

În sistem arbore unitar, ajustajul devine $\varnothing 100\frac{R7}{h7}$, cu abaterile: $a_s=0$; $a_i=-35$ µm; $A_i=-80$ µm; $A_s=-51$ µm şi aceleaşi caracteristici de asamblare.

3. Să se proiecteze ajustajul cu strângere cu cota nominală $\varnothing=110$ mm, pentru care rezultă din calcul o valoare pentru strângerea minimă $S_{min}=52$ µm. Să se corecteze apoi ajustajul, ştiind că $t_D=45$ °C; $t_d=20$ °C, $\alpha_D=20\cdot 10^{-6}$ °C^{-1}, iar prelucrarea pieselor se realizează automat + manual, montajul făcându-se mixt.

Rezolvare: Utilizând TAB. B., se obţine funcţie de strângerea minimă rezultată din calcul:

$$52\cong 104-54,$$

Scanned with OKEN Scanner

relaţie care ne conduce la ajustajul $\varnothing 110\frac{H8}{t8}$, ajustaj care are următoarele abateri:

$$A_i=0;\ A_s=54\ \mu m;\ a_i=104\ \mu m;\ a_s=158\ \mu m,$$

şi caracteristicile de asamblare:

$$S_{max}=158\ \mu m,\ S_{min}=50\ \mu m;\ S_{med}=104\ \mu m.$$

Corecţia ajustajului la prelucrare:

$$\Delta S_{pmx}=+\frac{1}{6}T_{aj};\ T_{aj}=54+54=108\ \mu m$$

$$\Delta S_{pmx}=+\frac{1}{6}108=18\ \mu m.$$

Corecţia ajustajului la temperatură:

$$\Delta S_t=\Delta d-\Delta D=d\alpha_d(t_d-t_o)-D\alpha_D(t_D-t_o)=-110\cdot 20\cdot 10^{-6}\cdot(45-20)=-55\ \mu m.$$

Strângerea de proiecatere, va fi:

$$S_P=S_{med}-\Delta S_{pmx}-\Delta S_t=104-18-(-55)=141\ \mu m$$

$$Smin_k=141-54=87\ \mu m$$

$87\cong 144-54$, rezultând ajustajul $\varnothing 110\frac{H8}{u8}$. Acesta are abaterile: $A_i=0$; $A_s=54$ μm; $a_i=144$ μm, $a_s=198$ μm şi caracteristicile de asamblare:

$$S_{max}=198\ \mu m;\ S_{min}=90\ \mu m;\ S_{med}=144\ \mu m.$$

4. Să se proiecteze ajustajul cu cota nominală $\varnothing=70$ mm, pentru care se necesită o strângere minimă $S_{min}=30$ μm, care să asigure fixarea la solicitarea existentă. Să se corecteze acest ajustaj ştiind că prelucrarea pieselor s-a făcut prin reglare manuală a maşinilor-unelte, variaţia termică a strângerii $\Delta S_t=-16$ μm, iar montajul pieselor s-a făcut prin presare la rece, rugozităţile celor două piese fiind $R_{zD}=R_{zd}=1$ μm.

Rezolvare: Utilizând TAB. B., se obţine la valoarea strângerii minime calculate:

$30\cong 59-30$, rezultând ajustajul:

$\varnothing 70\frac{H7}{s7}$, cu abaterile: $A_i=0$; $A_s=30$ μm; $a_i=+59$ μm; $a_s=+89$ μm şi caracteristicile de asamblare:

$$S_{max}=89\ \mu m;\ S_{min}=29\ \mu m;\ S_{med}=59\ \mu m.$$

Corecţiile ajustajului sunt:

$$\Delta S_{pm}=+\frac{1}{3}T_{aj}=\frac{1}{3}\cdot 60=+20\ \mu m.$$

$$\Delta S_t=\Delta d-\Delta D=-16\ \mu m$$

$$\Delta S_R=-(2R_{ZD}+2R_{zd})=-4\ \mu m$$

Scanned with OKEN Scanner

$$S_P=S_{med}-\Delta S_{pm}-\Delta S_t-\Delta S_R=59-20+16+4=59\ \mu m.$$

Ajustajul corectat rămâne același (cel ales inițial), deoarece efectul factorilor de influență este nul (ei compensându-se reciproc).

Abaterile și caracteristicile de asamblare pentru ajustaj, au fost determinate mai sus.

5. Să se proiecteze ajustajul cu cota nominată $\varnothing$=100 mm, căruia i se impun caracteristicile extreme de asamblare S_{max}=60 μm; S_{min}=20 μm. Să se corecteze apoi acest ajustaj știind că montajul pieselor s-a făcut prin presare la rece, rugozitățile celor două piese fiind $R_{ZD}=R_{Zd}$=1 μm, iar t_D=40 °C; t_d=20 °C; $\alpha_D=15\cdot10^{-6}$ °C^{-1}. Prelucrarea pieselor se realizează prin reglare automată a mașinilor-unelte.

Rezolvare: Pornind de la valoarea strângerii minime impusă se obține:

$$20\approx37-22,\ \text{unde}\ ITx=22\ \mu m\approx20\ \mu m=\frac{T_{aj}}{2}.$$

Se obține ajustajul $\varnothing100\frac{H6}{p6}$, cu abaterile A_i=0; A_s=+22 μm; a_i=+37 μm; a_s=+59 μm și caracteristicile de asamblare:

$$S_{max}=59\ \mu m;\ S_{min}=15\ \mu m;\ S_{med}=37\ \mu m.$$

Corecțiile acestui ajustaj sunt:

$$\Delta S_{pa}=\pm0$$

$$\Delta S_t=\Delta d-\Delta D=d\alpha_d(t_d-t_o)-D\alpha_D(t_D-t_o)=-100\cdot15\cdot10^{-6}\cdot(40-20)=-30\ \mu m$$

$$\Delta S_R=-(2R_{ZD}+2R_{Zd})=-4\ \mu m.$$

$$S_P=S_{med}-\Delta S_{pa}-\Delta S_t-\Delta S_R=37-0+30+4=71\ \mu m.$$

$$S_{mink}=71-22=49\ \mu m$$

$49\cong71-22$, deci ajustajul corectat este: $\varnothing100\frac{H6}{s6}$, cu abaterile:

$$A_i=0;\ A_s=+22\ \mu m;\ a_i=+71\ \mu m;\ a_s=+93\ \mu m$$

și caracteristicile de asamblare:

$$S_{max}=93\ \mu m;\ S_{min}=49\ \mu m;\ S_{med}=71\ \mu m$$

6. Să se proiecteze ajustajul cu strângere, care are următoarele date inițiale: $\varnothing$=260 mm, $\varnothing_1$=200 mm, $\varnothing_2$=300 mm, P=280 daN; l=60 mm; f=0,05; $\mu_1=\mu_2$=0,32; $E_1=E_2=1{,}1\cdot10^4$ daN/mm^2.

Să se corecteze apoi ajustajul știind că ΔS_t=–30 μm, iar montajul pieselor se face prin presare la rece, rugozitățile celor două piese fiind. $R_{ZD}=R_{Zd}$=1 μm.

Prelucrarea pieselor se face prin reglare automată a mașinilor-unelte.

Rezolvare: Utilizând relatia de calcul a strângerii minime, se obține:

$$S_{min_c}=p\cdot\varnothing\cdot K=\frac{P}{\pi\cdot\varnothing\cdot l\cdot f}\cdot\varnothing\cdot\left(\frac{C_A}{E_A}+\frac{C_B}{E_B}\right),$$

Scanned with OKEN Scanner

$$S_{min_c}=29{,}53\ \mu m \simeq 30\ \mu m.$$

Se alege apoi ajustajul, utilizând TAB. B., cu ajutorul formulei cheie:

$30 \cong 56-32$, rezultând ajustajul $\varnothing 260 \frac{H6}{p6}$, cu abaterile: $A_i=0$; $A_s=32$ μm; $a_i=56$ μm; $a_s=88$ μm; și caracteristicile de asamblare $S_{max}=88$ μm; $S_{min}=24$ μm; $S_{med}=56$ μm.

Corecțiile acestui ajustaj sunt:

$$\Delta S_{pa}=\pm 0;\ \Delta S_t=-30\ \mu m;\ \Delta S_R=-(2R_{ZD}+2R_{zd})=-4\ \mu m.$$

Strângerea de proiectare va deveni:

$$S_P=S_{med}-\Delta S=56-(-30)-(-4)=90\ \mu m.$$

$$S_{min_k}=90-32=58\ \mu m.$$

Utilizând formulele cheie: $58 \approx 94-32$ rezultă ajustajul $\varnothing 260 \frac{H6}{r6}$, cu abaterile:

$$A_i=0;\ A_s=+32\ \mu m;\ a_i=+94\ \mu m;\ a_s=+126\ \mu m$$

și caracteristicile de asamblare:

$$S_{max}=126\ \mu m;\ S_{min}=62\ \mu m;\ S_{med}=94\ \mu m.$$

7. Pentru un ajustaj cu strângere se cunoaște strângerea minimă necesară pentru asigurarea fixării la o solicitare dată, $S_{min}=25$ μm. Cunoscând cota nominală a asamblării $\varnothing=40$ mm, să se proiecteze ajustajul, apoi să se corecteze știind că $t_D=40$ °C; $t_d=25$ °C; $\alpha_D=15\cdot 10^{-6}$ °C^{-1}, $\alpha_d=10\cdot 10^{-6}$ °C^{-1}. Prelucrarea pieselor se realizează prin reglarea automată a mașinilor-unelte, iar montajul este termic.

Rezolvare: Pornind de la strângerea minimă calculată $S_{min}=25$ μm, se obține:

$25 \cong 48-25$ rezultând ajustajul $\varnothing 40 \frac{H7}{t7}$. Acest ajustaj are abaterile:

$$A_i=0;\ A_s=25\ \mu m;\ a_i=+48\ \mu m;\ a_s=+73\ \mu m$$

și caracteristicile de asamblare:

$$S_{max}=73\ \mu m;\ S_{min}=23\ \mu m;\ S_{med}=48\ \mu m.$$

Corecțiile acestui ajustaj sunt:

$$\Delta S_{pa}=\pm 0;\ \Delta S_R=0;\ \Delta S_t=\Delta d-\Delta D=d\alpha_d(t_d-t_o)-D\alpha_D(t_D-t_o)=$$
$$=40\cdot 10\cdot 10^{-6}(25-20)-40\cdot 15\cdot 10^{-6}(40-20)=-10\ \mu m.$$

Strângerea de proiectare va fi:

$$S_P=S_{med}-\Delta S=48-(-10)=58\ \mu m$$
$$S_{min_k}=S_P-ITx=58-25=33\ \mu m,$$

iar ajustajul corectat: $33 \approx 60-25$, deci $\varnothing 40 \frac{H7}{u7}$, având abaterile:

Scanned with OKEN Scanner

A_i=0; A_s=25 μm; a_i=+60 μm; a_s=+85 μm.

Caracteristicile de asamblare ale acestui ajustaj sunt:

S_{max}=85 μm; S_{min}=35 μm; S_{med}=60 μm.

8. Strângerea minimă rezultată din calcul funcție de datele inițiale pentru un ajustaj cu strângere, este S_{min}=48 μm. Cunoscând cota nominală a ajustajului ∅=300 mm să se proiecteze ajustajul corespunzător, apoi să se corecteze știind că ΔS_i=–15 μm, iar prelucrarea pieselor se realizează mixt.

Rezolvare: Utilizând TAB. B., se obține:

48=94–52, conducând la ajustajul $\varnothing 300\frac{H7}{r7}$, ajustaj care are abaterile:

A_i=0; A_s=52 μm; a_i=+94 μm; a_s=+146 μm.

Caracteristicile de asamblare ale ajustajului sunt:

S_{max}=146 μm; S_{min}=42 μm; S_{med}=94 μm.

Corecțiile acestui ajustaj sunt:

$$\Delta S_{pmx} = +\frac{1}{6}T_{aj} = \frac{1}{6}\cdot 104 = 17{,}33 \ \mu m$$

$$\Delta S_i = -15 \ \mu m$$

$$S_P = S_{med} - \Delta S = 94 - 17 + 15 = 92 \ \mu m$$

Deoarece 92≈94 ajustajul nu se modifică în urma corecțiilor, abaterile și caracteristicile de asamblare ale acestuia fiind calculate mai sus.

Ajustajele modificate prin corecții vor purta amprenta modificării (o altă literă care specifică felul noului ajustaj care a suferit modificări) **Obs.:** nu se fac modificări ale ajustajului prin schimbarea clasei de precizie (a lui *ITx*).

A.9) Transformarea din sistem de ajustaj cu alezaj unitar, în sistem de ajustaj cu arbore unitar (dacă este cazul, și anume dacă la alegerea sistemului de ajustaj s-a opiniat pentru arborele unitar). Ajustajul ar fi:

$\varnothing 250\frac{U7}{h7}$,, care are abaterile:

a_s=0; a_i=–46 μm

A_i=–238 μm; A_s=–284 μm,

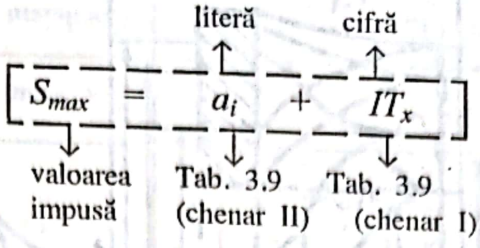
care prezintă aceleași caracteristici de asamblare.

B. Ajustajelor cu strângere, se impun caracteristicile extreme admisibile, S_{max} și S_{min}. Problema se rezolvă fără dificultăți, folosind TAB. B.

Din S_{max} impusă: $S_{max}=a_s-A_i=a_s-0$ (în alezaj unitar);

$a_s=a_f+IT_x$ deci $S_{max}=a_f+IT_x$;

Scanned with OKEN Scanner



iar $S_{min}=a_i-A_s=a_i-IT_x$.

Aplicație: se propun: $S_{max}=13$ µm; $S_{min}=7$ µm pentru $\varnothing=13$ µm.

S_{max} m 4

13 = 7 + 5, deci $\varnothing 13\frac{H4}{m4}$, care are abaterile:

$A_i=0$; $A_s=4$ µm; $a_i=7$ µm; $a_s=11$ µm, după care se vor parcurge în continuare punctele de la cazul precedent, notate cu A.1 până la A.9.

Ca și în cazul ajustajelor cu joc, corecțiile la prelucrare s-au făcut în funcție de toleranța standard (*ST*). Și aici sunt valabile problemele, discutate în cadrul ajustajelor cu joc, referitoare la corecția anticipată și la cea din timpul producției de serie sau de masă, stabilizate. Atunci când producția este în curs, când proiectul este pus în operă, pentru a determina cuantumul corecției în cazul prelucrării, se necesită efectuarea unor măsurări și aplicații ale calculului probabilităților la studiul mărimilor întâmplătoare. Cu ajutorul calculului statistic se creează în timpul prelucrării condițiile în care influența unor parametri însoțitori determină diferite situații care condiționează forma, extensia, repartiția, gradul de asimetrie, valoarea mediei aritmetice, etc., a poligoanelor de frecvență, a mărimilor întâmplătoare studiate.

La proiectare (piesele nefiind încă puse în operă), se utilizează prescripții standard (*ST*). *În timpul exercitării acțiunilor productive se studiază situația concretă.*

În fig. 3.43. este reprezentat un ajustaj cu strângere, cu câmpurile de toleranță, și caracteristicile principale de asamblare, în cele trei cazuri ale reglării mașinilor unelte, la prelucrare (automată ⓐ, manuală ⓜ și mixtă ⓜⓧ). Sunt reprezentate principial poligoanele de frecvență ale mărimilor întâmplătoare pentru cazuri efective posibile. Astfel în cazul reglării automate, distribuția este după curba normală, poligonul frecvenței mărimilor întâmplătoare își confundă poziția în abscisă a maximului, cu cel al curbei de distribuție normală. În cazul prelucrării prin reglare manuală, media aritmetică a datelor măsurării migrează către D_{min} (la alezaj), către d_{max} (la arbore), iar strângerile efective către strângerea maximă. Același efect, cu o ușoară notă mai atenuată, apare și la reglarea mixtă. (OBS.: în continuare, în urma tratării subiectului „Exemplu de experiment industrial", indicația „*p*" coincide simbolului „practice").

Exemplu de experiment industrial. Ajustajul proiectat $\varnothing 55H7/u6$, care s-a prelucrat prin reglare manuală a mașinilor-unelte. Datele de proiectare ale ajustajului, TAB. B, sunt: $A_i=0$; $A_s=30$ µm; $a_i=87$ µm; $a_s=106$ µm; $S_{max}=106$

Scanned with OKEN Scanner

Scanned with OKEN Scanner

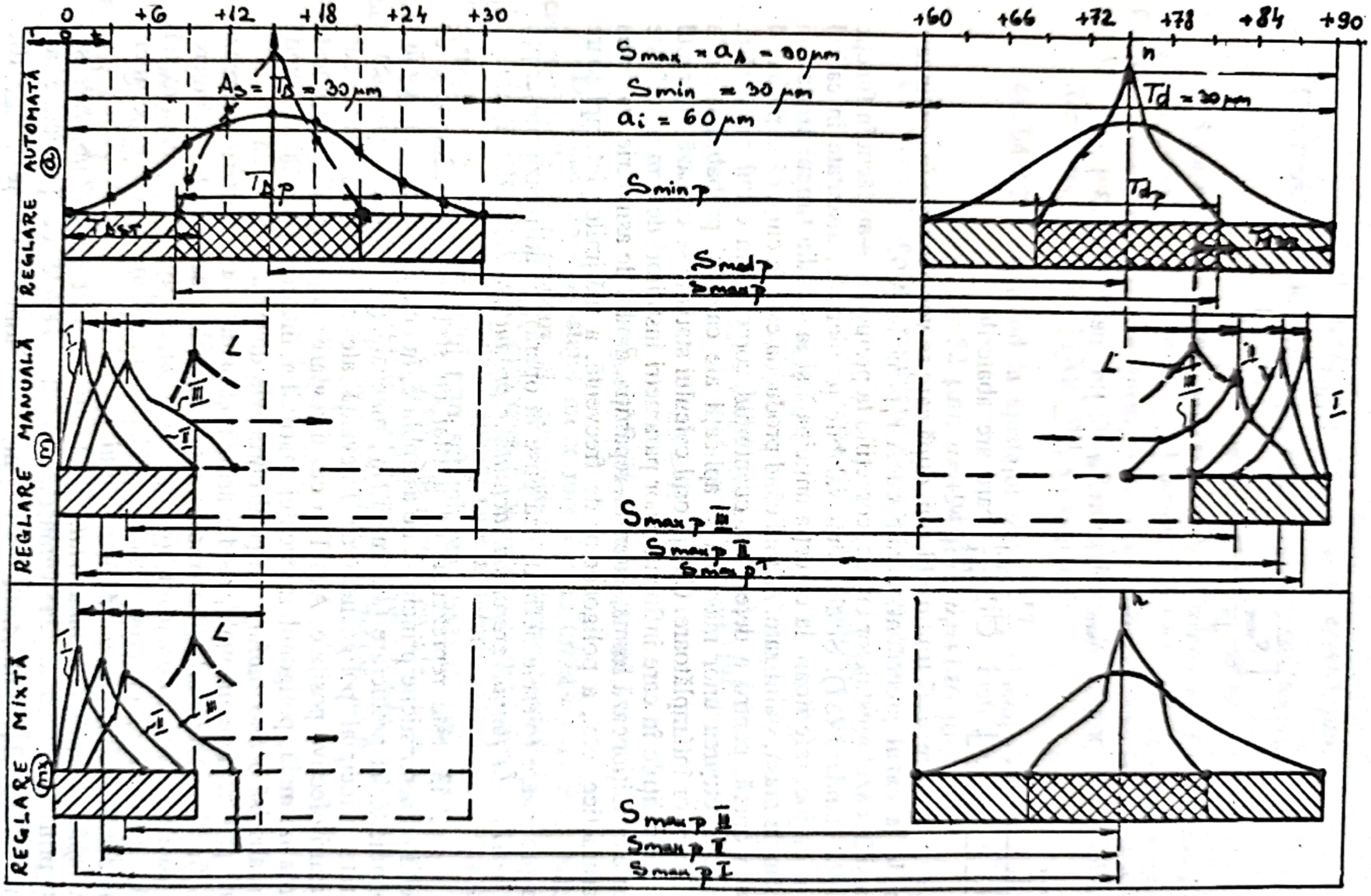


Fig. 3.43. Poligoanele de frecvenţă ale abaterilor efective la un ajustaj cu strângere prelucrat (a), (m), (mx).

$a=4$; $c=9{,}5$; $n=150$

Numărul clasei		1	2	3	4	5	6	7	8		
Limitele clasei	x_i'	0	4	8	12	16	20	24	28		
	x_{i+1}'	3	7	11	15	19	23	27	31		
Media clasei x_{mi} [µm]		1,5	5,5	9,5	13,5	17,5	21,5	25,5	29,5		
Frecvența absolută n_i [buc.]		32	0	110	0	0	8	0	0		
Frecvența relativă f_i		0,213	0	0,733	0	0	0,05	0	0		
$\frac{x_{mi}-c}{a}$		−2	−1	0	1	2	3	4	5		
$\frac{(x_{mi}-c)n_i}{a}$		−64	0	0	0	0	24	0	0		
Media aritmetică a probei $\bar{x}$ [µm]	$\bar{x}=c+a\frac{\sum_1^n \frac{x_{mi}-c}{a}n_i}{n}=8{,}433$										
$\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2$		4	1	0	1	4	9	16	25		
Abaterea medie pătratică σ [µm]	$\sigma=\sqrt{\frac{\sum_1^n\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2\cdot n_i}{n-1}}\cdot a=4{,}634$										
$\bar{x}-3\sigma$	−5,439										
$\bar{x}+3\sigma$	22,336										
$(x_{mi}-\bar{x})$ [µm]		−6,933	−2,933	1,067	5,067	9,067	13,667	17,067	21,067		
$(x_{mi}-\bar{x})^3$		−333,245	−25,231	1,215	130,093	745,402	2231,144	4971,318	9349,924		
$(x_{mi}-\bar{x})^4$		2310,387	74,003	1,296	659,179	6758,564	29 154,36	84845,48	196974,85		
Coeficient de asimetrie α	$\alpha=\frac{1}{\sigma^3}\sum_1^n(x_{mi}-\bar{x})^3\cdot n_i=73{,}549$										
Coeficient de exces τ	$\tau=\frac{1}{\sigma^4}\sum_1^n(x_{mi}-\bar{x})^4\cdot(n_i-3)=-1420{,}474$										

Tabelul 3.11

Prelucrarea datelor experimentale $\varnothing$ 55 H7 $\left(^{+0{,}030}_{0}\right)$

Scanned with OKEN Scanner

μm; S_{min}=57 μm; S_{med}=82 μm (A_{ist}=0; A_{sST}=10 μm; T_{DST}=10 μm) (a_{iST}=99,66; a_{sST}=106; T_{dST}=6,33 μm≃7 μm); $T_{DST/2}$=5 μm; $T_{dST/2}$=3,5 μm.

Migrația se realizează în domeniile:

$T_{D/2} - T_{DST/2}$=15–5=10 μm=1/3T_D și,

$T_{d/2} - T_{dST/2}$=9,5–3,5=6 μm≃1/3T_d,

valori care au fost considerate drept mărimi „standard" și tratate în capitolele precedente.

În tab. 3.11 este redată prelucrarea datelor experimentale (obținute prin măsurare), ale alezajelor Ø55*H*7. În fig. 3.44, este reprodusă histograma, iar în fig. 3.45, este reprezentat poligonul frecvențelor datelor măsurate la alezaj Ø55*H*7.

În tab. 3.12, sunt expuse rezultatele prelucrării statistice a datelor experimentale a arborilor Ø55*u*6.

În figurile 3.46 și 3.47, sunt reprezentate histograma, respectiv poligonul frecvențelor, datelor obținute prin măsurare și prelucrate statistic pentru arborii Ø55*u*6.

În tabelul 3.13, sunt redate rezultatele prelucrării statistice ale valorilor strângerilor obținute prin împerechere întâmplătoare, între alezajele Ø55*H*7 și arborii Ø55 *u*6.

În figurile 3.48 și 3.49, sunt reprezentate histograma și poligonul frecvențelor strângerilor rezultate din împerecherea celor două piese care compun ajustajul $\varnothing 55^{H7}/_{u6}$.

Strângerea medie efectivă (strângerea practică):

$$S_{medE}=S_{med}+\Delta S=Smed+(\Delta d-\Delta D)=82+3-(-6,6)=82+9,6\simeq 93 \text{ μm}.$$

$$\Delta S=S_f-S_i=S_{medE}-S_{med}=93-82=11 \text{ μm},$$

deci, cum era firesc, strângerea practică crește cu 11 μm, migrând către strângerea maximă.

Din alura poligonului fiecărei mărimi studiate (*D*); (*d*); (*S*) se observă că prelucrarea s-a făcut prin reglarea manuală (*m*) a mașinilor unelte. Aceasta rezultă din tendința de migrare centrifugă a lui ΔD și Δd (către începutul câmpului de toleranță). De asemenea se observă că AJUSTAJUL NU A FOST CORECTAT LA PRELUCRARE, în faza de proiectare. Datorită acestui fapt s-a obținut o strângere medie efectivă:

S_{medE}=93 μm, în loc de strângerea medie teoretică (strângerea optimă):

$$S_{med}=82 \text{ μm},$$

cauzând o variație pozitivă de strângere (strângerea finală crește migrând de la S_{med} către S_{max}).

$\Delta S=S_f-S_i$=93–82=11 μm, valoare care rezultă și din analiza separată a variației strângerii în funcție de fiecare piesă în parte:

$$\Delta S=\Delta d-\Delta D=\Delta a-\Delta A;\ \Delta a=99-96=+3 \text{ μm}$$

$$\Delta A=8,4-15=-6,6 \text{ μm};\ \Delta S=3-(-6,6)=9,6\simeq 10 \text{ μm},$$

Scanned with OKEN Scanner

(diferența (ΔS=11)≠(ΔS=10) decurge din rotunjirile efectuate la μ metrii întregi).

Strângerea de proiectare corectată la prelucrarea (m) va fi:

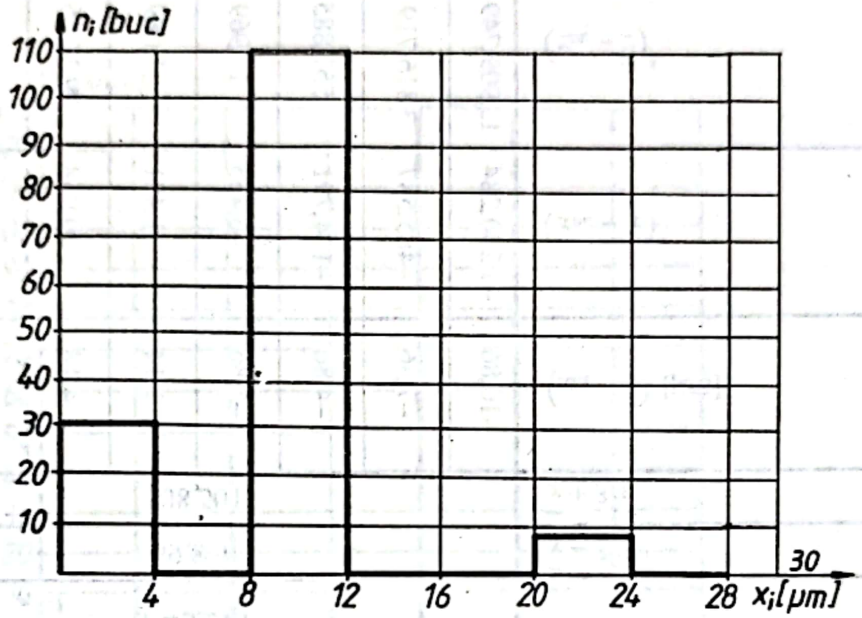


Fig. 3.44. Histograma.

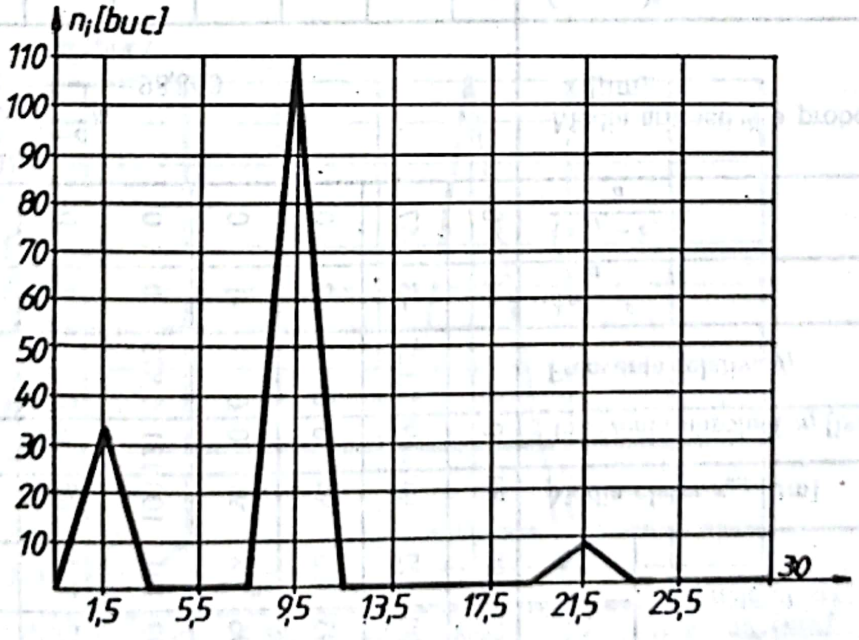


Fig. 3.45. Poligonul frecvențelor.

Scanned with OKEN Scanner

Prelucrarea datelor experimentale Ø 55 u6 $(^{+0,106}_{+0,087})$

Tabelul 3.12

Numărul clasei	Limitele clasei		Media clasei x_{mi} [µm]	Frecvența absolută n_i [buc.]	Frecvența relativă f_i	$\frac{x_{mi}-c}{a}$	$\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)n_i$	Media aritmetică a probei $\bar{x}$ [µm]	$\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2$	Abaterea medie pătratică σ [µm]	$\bar{x}-3\sigma$	$\bar{x}+3\sigma$	$(x_{mi}-\bar{x})$ [µm]	$(x_{mi}-\bar{x})^3$	$(x_{mi}-\bar{x})^4$	Coeficientul de asimetrie α	Coeficientul de exces τ
	x'_i	x'_{i+1}															
1	87	89	88	0	0	−4	0	$\bar{x}=c+a\frac{\sum\frac{x_{mi}-c}{a}n_i}{n}=98{,}860$	16	$\sigma=\sqrt{\frac{\sum\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2 n_i}{n-1}}\cdot a=3{,}213$	89,218	108,501	−10,86	−1 280,284	13 909,749	$\alpha=\frac{1}{\sigma^3}\sum(x_{mi}-\bar{x})^3\cdot n_i=-267{,}781$	$\tau=\frac{1}{\sigma^4}\sum(x_{mi}-\bar{x})^4\cdot(n_i-3)=-211{,}583$
2	90	92	91	19	0,127	−3	−57		9				−7,86	−485,587	3 816,719		
3	93	95	94	0	0	−2	0		4				−4,86	−114,791	557,885		
4	96	98	97	0	0	−1	0		1				−1,86	−6,435	11,969		
5	99	101	100	131	0,873	0	0		0				1,14	1,481	1,689		
6	102	104	103	0	0	1	0		1				4,14	70,958	293,766		
7	105	107	106	0	0	2	0		4				7,14	363,994	2 598,919		
8	108	110	109	0	0	3	0		9				10,14	1 042,591	10 571,870		

a=3; c=100; n=150

Scanned with OKEN Scanner

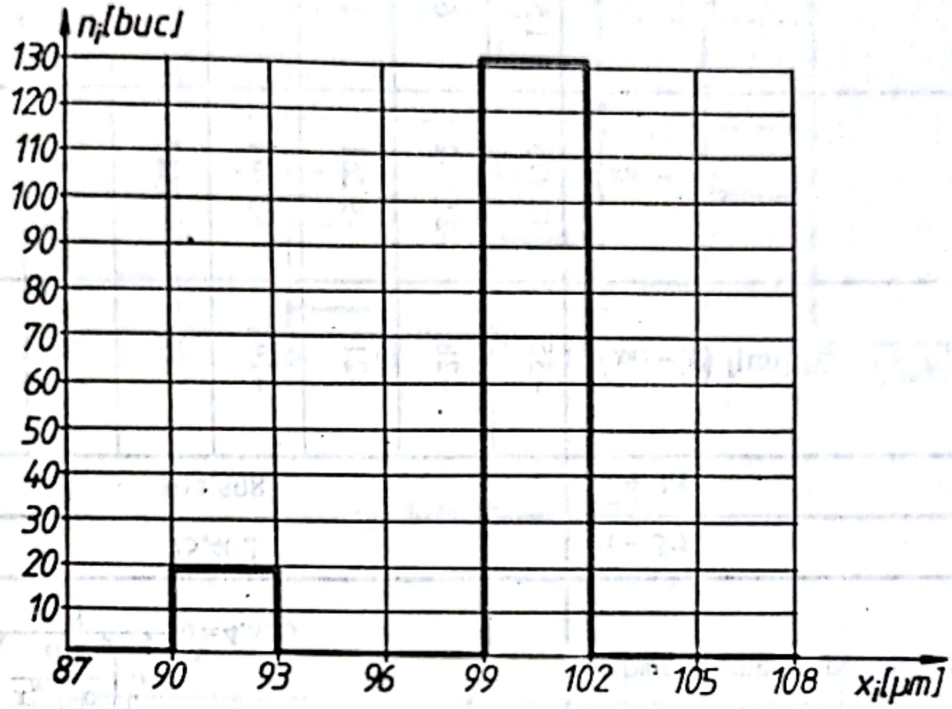


Fig. 3.46. Histograma.

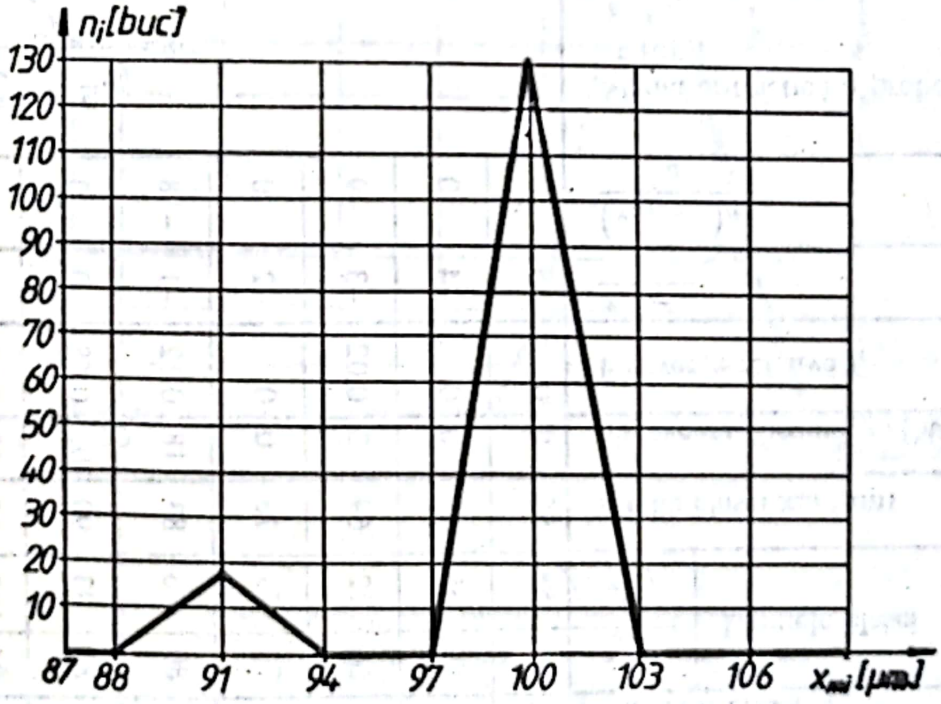


Fig. 3.47. Poligonul frecvențelor.

Scanned with OKEN Scanner

Prelucrarea datelor experimentale ∅ 55 H7/u6

Tabelul 3.13

Numărul clasei	Limitele clasei		Media clasei x_{mi} [µm]	Frecvența absolută n_i [buc.]	Frecvența relativă f_i	$\frac{x_{mi}-c}{a}$	$\frac{(x_{mi}-c)n_i}{a}$	Media aritmetică a probei $\bar{x}$ [µm]	$\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2$	Abaterea medie pătratică σ [µm]	$\bar{x}-3\sigma$	$\bar{x}+3\sigma$	$(x_{mi}-\bar{x})$ [µm]	$(x_{mi}-\bar{x})^3$	$(x_{mi}-\bar{x})^4$	Coeficientul de asimetrie α	Coeficientul de exces τ
	x'_i	x'_{i+1}																
1	52	58	55	0	0	−5	0	$\bar{x}=c+a\frac{\sum\frac{x_{mi}-c}{a}\cdot n_i}{n}=90$	25	$\sigma=\sqrt{\frac{\sum\left(\frac{x_{mi}-c}{a}\right)^2\cdot n_i}{n-1}}\cdot a=4{,}866$	75,402	104,598	−35	−42 875	1 500 625	$\alpha=\frac{1}{\sigma^3}\sum(x_{mi}-\bar{x})^3\cdot n_i=-214{,}343$	$\tau=\frac{1}{\sigma^4}\sum(x_{mi}-\bar{x})^4\cdot(n_i-3)=-1156{,}92$
2	59	65	62	0	0	−4	0		16				−28	−21 952	614 656		
3	66	72	69	3	0,02	−3	−9		9				−21	−9 261	194 481		
4	73	79	76	0	0	−2	0		4				−14	−2 744	38 416		
5	80	86	83	18	0,12	−1	−18		1				−7	−343	2 401		
6	87	93	90	102	0,68	0	0		0				0	0	0		
7	94	100	97	27	0,18	1	27		1				7	343	2 401		
8	101	107	104	0	0	2	0		4				14	2 744	38 416		

a=7; c=90; n=150

Scanned with OKEN Scanner

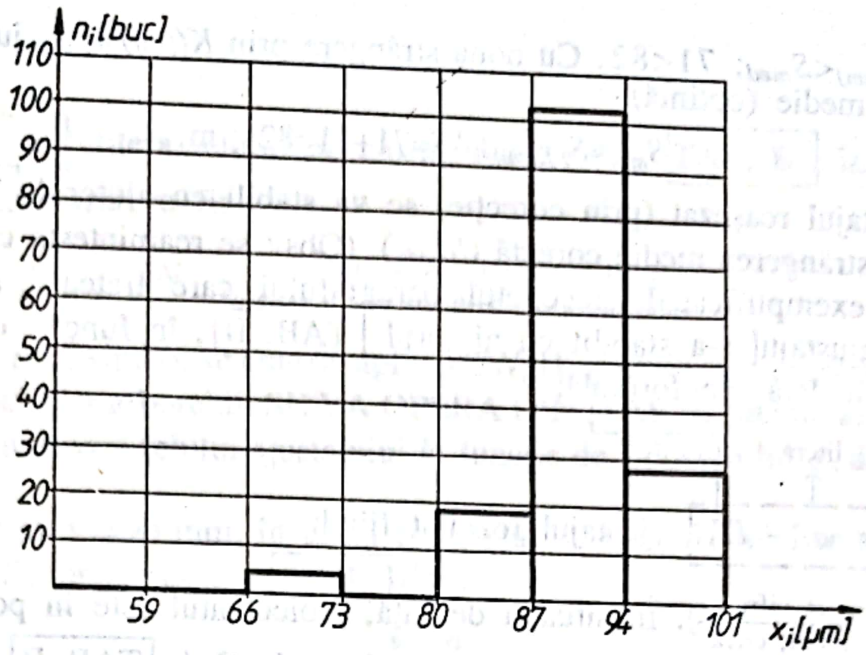


Fig. 3.48. Histograma.

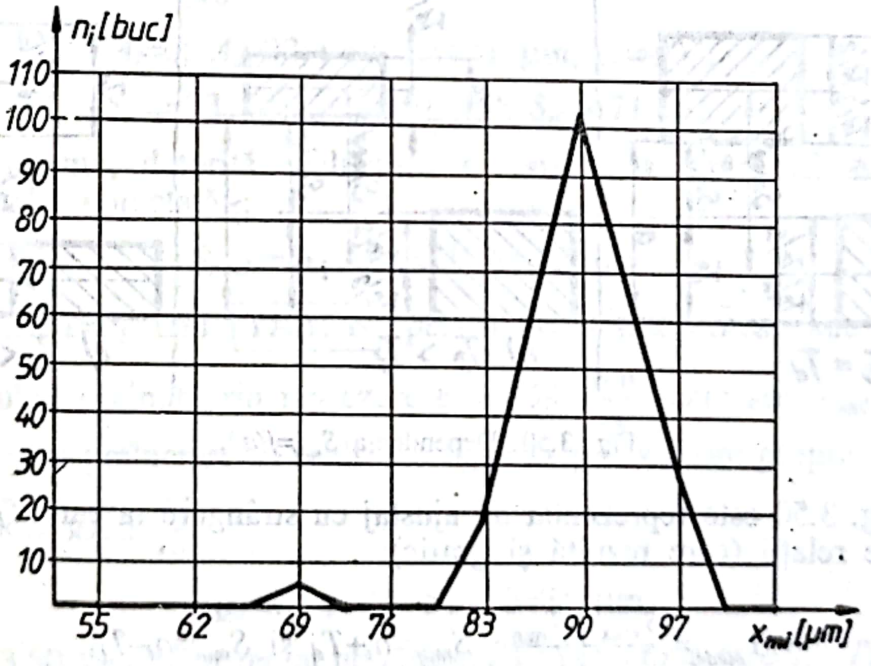


Fig. 3.49. Poligonul frecvențelor.

$$S_{PK(pm)}=S_{med}-\Delta S=82-11=71 \ \mu m,$$

(apare și în acest caz, ca și în cadrul celui discutat la ajustajele cu joc, o strângere corectată $S_{PK(pm)}$. Aceasta este mai mică decât cea medie S_{med}).

Scanned with OKEN Scanner

$S_{PK(pm)}<S_{med}$; 71<82. Cu noua strângere prin *K(pm)* ajustajul dobândește strângerea medie (optimă):

$$S_{med}=S_{PK(pm)}+\Delta S=71+11=82\ \mu m.$$

Ajustajul reașezat (prin corecție) se va stabili cu ajutorul TAB. B, în funcție de strângerea medie corectă (S_{medK}). (Obs.: se reamintește că în modelul de calcul exemplificat la începutul paragrafului care tratează ajustajele cu strângere, ajustajul s-a stabilit cu ajutorul TAB. B, în funcție de strângerea minimă, calculată din formula:

litera cifră

$$S_{min} = a_i - IT_x$$

ajustajul rezultat fiind:

$\varnothing N$ $\frac{H\ \text{cifră}}{\text{literă, cifră}}$). În situația de față, proiectantul este în posesia valorii strângerii medii corectate (S_{medK}), care este dependentă de TAB. B, prin relațiile care se vor stabili analitic sau grafic (fig. 3.50).

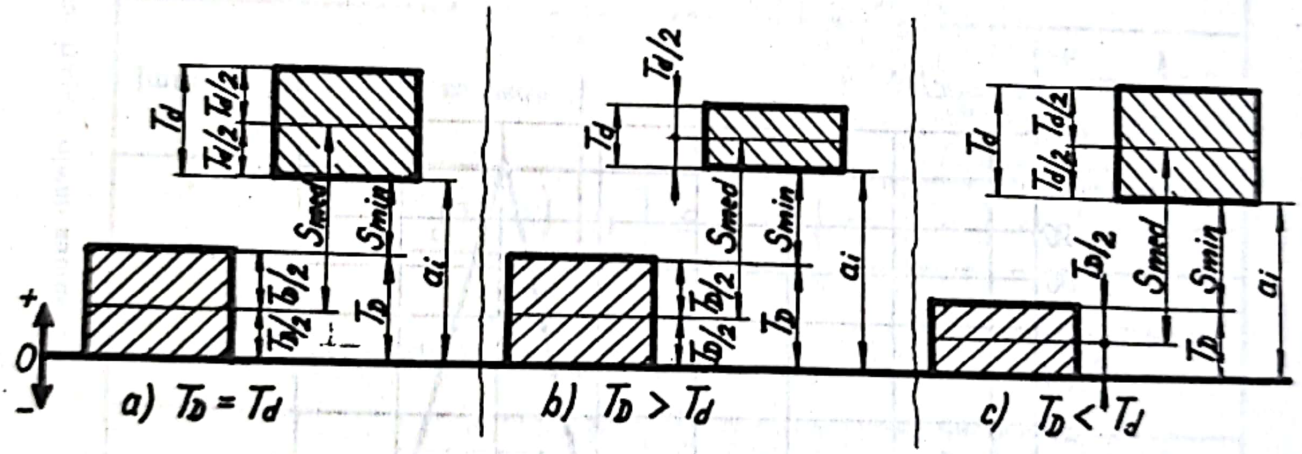


Fig. 3.50. Dependența $S_{med}=f(a_i)$.

În fig. 3.50 este reprezentat un ajustaj cu strângere la care $T_D=T_d$. Se dau următoarele relații (care rezultă și grafic):

$$S_{med}=\frac{S_{max}+S_{min}}{2};\quad S_{max}=a_i+T_d \text{ și } S_{min}=a_i-T_D,$$

$$S_{med}=\frac{a_i+T_d+a_i-T_D}{2};\qquad T_D=T_d;\qquad S_{med}=\frac{2a_i}{2};$$

$$S_{med}=a_i. \tag{3.1.76}$$

Cheia rezolvării corecției K, la strângerea medie corectată:

Scanned with OKEN Scanner

lit.

$S_{medK} = a_i$: litera felului de ajustaj rezultă din TAB. B iar ajustajul reaşezat prin corecţie va fi:

$$\varnothing N \quad \frac{H \text{ (clasa de precizie proiectată)}}{(\text{literă}) \text{ (clasa de precizie proiectată)}}.$$

Obs.: În noul simbol se cunosc apriori $\varnothing N$; H, şi clasa sa de precizie precum şi clasa de precizie a arborelui. SE VA OPERA DIN TAB. B numai identificarea literei corespunzătoare felului ajustajului în funcţie de valoarea lui a_i, din formula $S_{medK}=a_i$.

Ex.: pentru $\varnothing$=90 mm, în urma calculului cu formula lui Lammé, rezultă S_{min}=49 µm. Se operează cu TAB. B:

s 6

$$S_{min}=a_i-IT_x=71-22=49 \text{ µm},$$

deci ajustajul este: $\varnothing 90 \frac{H6}{s6}$; cu următoarele caracteristici:

$$A_i=0;\ A_s=22 \text{ µm};\ a_i=+71 \text{ µm};\ a_s=+93;$$

$$S_{max}=93 \text{ µm};\ S_{min}=49 \text{ µm};\ S_{med}=71 \text{ µm}.$$

Se presupune, datorită prelucrării o variaţie a strângerii ΔS=20 µm. Strângerea medie corectată:

$$S_{medK}=S_{med}-\Delta S=71-20=51 \text{ µm}$$

$S_{medK}=a_i$; $51=a_i$. Din TAB. B pentru a_i=51 µm, corespunde ajustajului „r". Noul simbol obţinut prin reaşezare este $\varnothing 90 \frac{H6}{r6}$, care are S_{med}=51 µm şi care va reuşi prin prelucrare să realizeze S_{med}=71 µm valoare proprie ajustajului proiectat apriori $\varnothing 90 \frac{H6}{s6}$;

$$S_{med}=S_{medK}+\Delta S=51+20=71 \text{ µm}.$$

În fig. 3.50, este reprezentat un ajustaj cu strângere la care $T_D>T_d$. Se deduc următoarele relaţii (care rezultă şi grafic):

$$S_{med}=\frac{S_{max}+S_{min}}{2}=\frac{T_d+a_i+a_i-T_D}{2}=\frac{2a_i}{2}-\frac{T_D}{2}+\frac{T_d}{2};$$

$$S_{med}=a_i-\frac{T_D}{2}+\frac{T_d}{2} \quad \text{unde} \quad -\frac{T_D}{2}+\frac{T_d}{2}=C;$$

$$C<0;$$

Scanned with OKEN Scanner

$$S_{med}=a_i-C;\ S_{med}+C=a_i.$$

Cheia rezolvării cu tabelul va fi:

lit.
↑
$\boxed{S_{medK}+C=a_i}$ (vezi exemplul anterior).

În fig. 3.50 este reprezentat un ajustaj cu strângere, la care $T_D<T_d$. Se deduc următoarele relaţii (care rezultă şi grafic):

$$S_{med}=\frac{T_d+a_i+a_i-T_D}{2}=\frac{2a_i}{2}+\frac{T_d}{2}-\frac{T_D}{2};$$

$$S_{med}=a_i+C \text{ sau } S_{med}-C=a_i,$$

iar dacă strângerea medie este cea corectată:

$S_{medk}-C=a_i$, unde din TAB. B, pentru a_i, corespunde litera felului de ajustaj.

În exemplul de experiment industrial tratat anterior, s-a luat în analiză ajustajul Ø55 H7/u6. Alegerea acestui ajustaj justifică asigurarea unei strângeri minime de:

u 7
↑ ↑
$S_{min}=a_i-IT_x$; $\boxed{57 = 87 - 30}$,

stabilindu-se în manieră practică o variaţie a strângerii medii:

$$\Delta S_{medp}=10\ \mu m.$$

Strângerea medie corectată:

$$S_{medK}=S_{med}-\Delta S=82-10=72\ \mu m.$$

Deoarece de la proiectare $T_D>T_d$, formula de calcul a lui a_i:

$$S_{medK}=a_i-C;\ C=T_d/2-T_D/2,$$

$$C=\frac{20}{2}-\frac{30}{2}=-5\ \mu m.$$

$$S_{medK}+C=a_i;\ 72+5=a_i,$$

în care dacă se ţine seama de variaţia de temperatură şi de aplatizarea rugozităţilor (asamblarea se face la rece) se operează:

$$\varnothing=55\ mm;\ \alpha_d=12\cdot10^{-6}\ °C^{-1};\ t_d=35\ °C;\ t_D=20\ °C;$$

$$\Delta S_t=55\cdot12\cdot10^{-6}\cdot15-0=0{,}0099\approx10\ \mu m.$$

Rugozitatea (măsurată) $R_z=0{,}5\ \mu m$; $\Delta S_R=(4\cdot0{,}5)\cdot0{,}5=+1\ \mu m$, (din întreaga înălţime a rugozităţii se aplatizează o doime):

Ecuaţia „cheie“ devine:

$$(S_{medK}+C)_{prel}-\Delta S_t-\Delta S_R=a_i,$$

$$72+5-10-1=66=a_i.$$

Scanned with OKEN Scanner

Pentru a_i=66 μm, din TAB. B, rezultă ajustajul (corectat):

$\varnothing 55\frac{H7}{t6}$, care se va trece pe desen, cu abaterile A_i=0; a_s=85 μm; A_s=30 μm; a_i=66 μm, cu caracteristicile S_{max}=85 μm; S_{min}=36 μm; S_{med}=60,5 μm.

Proba: 60,5+10+10+1=81,5≈82 μm, valoare proprie strângerii medii propusă la proiectare în cadrul ajustajului inițial ∅55H7/u6.

În fig. 3.51, este reprezentată condiția practică (rezultată prin măsurare) a poligoanelor frecvenței abaterilor practice (efective) A_E și a_E.

Observație: Corecția la excedentul procentual al strângerilor (neutilizat pe seama relației $T_{ajs}>T_{pajs}$ și a coeficientului de regresie $K_r=\frac{T_{pajs}}{T_{ajs}}$) *se face întocmai ca și în cazul ajustajelor cu joc.*

Observație: Valorile corecțiilor convenționale propuse spre a fi aplicate în procesul de proiectare se expun în continuare în mod sintetic.

În capitolele anterioare au fost stabilite formulele pentru corecțiile preventive (cu scop profilactic) (filax gr.=paznic) la ajustajele cu joc și cu strângere: jocul de proiectare (P), corectat (K) la prelucrare (p), la temperatură (t) și la rugozitate (R):

$$J_{PK(p)(t)(R)}=J_{med}-\Delta J_{(p)}-\Delta J_{(t)}-\Delta J_{(R)},$$

iar pentru strângerea de proiectare (P) corectată (K) la prelucrare (p), la temperatura (t) și la rugozitate (R)

$$S_{PK(p)(t)(R)}=S_{med}-\Delta S_{(p)}-\Delta S_{(t)}-\Delta S_{(R)}$$

Observație: la ajustajele cu strângere montate la cald $\Delta S_{(R)}=0$.

Valorile variațiilor Δ în diferite ipostaze sunt:

– la prelucrarea prin reglare automată (a) a mașinilor unelte prelucrătoare:

$$\Delta J_{(pa)}=J_f-J_i=D\pm0-(d\pm0)-(D-d)=0$$

$$\Delta J_{(t)}=\Delta D-\Delta d=D\alpha_D(t_D-t_0)-d\alpha d(t_d-t_0)\ \mu m$$

$$\Delta J_{(R)}\simeq(1/32...1/64)T_D \text{ sau } T_d;$$

valoarea informativă este concepută pentru R_Z.

$$\Delta S_{(pa)}=S_f-S_i=d\pm0-(D\pm0)-(d-D)=0$$

$$\Delta S_{(t)}=\Delta d-\Delta D=d\alpha d(t_d-t_0)-D\alpha D(t_D-t_0)$$

$$\Delta S_{(R)}=(1/32...1/64)\ T_D \text{ sau } T_d$$

– la prelucrarea prin reglare manuală (m), a mașinilor-unelte prelucrătoare (m_1) $T_{STID}=T_{STId}=2/3T_D=2/3T_d$: maximumul curbei este la 1/3 T_D și 1/3 T_d.

$$\Delta J_{(pm1)}=J_f-J_i=D-\Delta D-(d+\Delta d)-(D-d)=-\Delta D-\Delta d.$$

În cazul m_1 în care se consideră maximumul curbei la 1/3 din T_D și 1/3 din T_d (înspre începutul câmpului de toleranță):

Scanned with OKEN Scanner

$$\Delta J_{(pm1)}=-\Delta D-\Delta d=-1/6T_D-1/6T_d=-1/6\ (T_D+T_d)=-1/6\ T_{aj}$$

În cazul m_2 în care se consideră maximumul curbei la 1/6 din T_D şi 1/6 din T_d (înspre începutul câmpului de toleranţă):

$$\Delta J_{(pm2)}=-\Delta D-\Delta d=-1/3T_D-1/3T_d=-1/3(T_D+T_d)=-1/3T_{aj}$$

În situaţia în care se admite cu autoritatea avizată de prognoză, şi obligatoric de a recunoaşte progresul istoric al tehnicii (sau de a lua în seamă în condiţii de contemporaneitate faptul că unele întreprinderi dispun de atitudine discreţionară, privitoare la precizia de prelucrare, valoarea variaţiei $\Delta J(pm_3)...\Delta J(pm_4)$ va fi din ce în ce mai mare. Condiţia limită (aceea în care *teoretic admis, practic irealizabil*, ar fi ca piesele să fie prelucrate chiar la valoarea limită, dinspre condiţia de maximum de material (sau la valoarea începutului câmpului de toleranţă a piesei) ar stabili valoarea variaţiei jocului la prelucrare $\Delta J_{(pmideală)}=-\Delta D-\Delta d$, $\Delta J_{(pmideală)}=-1/2T_D-1/2T_d=-1/2T_{aj}$. (Faptul este imposibil de realizat, deoarece presupune precizie absolută de prelucrare, situaţie în care, maşina s-ar regla (chiar manual) la T_{Dmed} şi T_{dmed}, când erorile ar fi nule şi când valorile efective ar fi egale cu cele nominale.

– la prelucrare automată (de ex. alezajul) şi manuală (arborele), urmând ca montajul să se facă mixt (*mx*):

$$\Delta J(p@+\textcircled{m_1})=-\Delta D-\Delta d$$

$$\Delta D=\pm 0 \text{ (prel. aut.)}$$

$$\Delta d=-1/6\ T_d \text{ (prel. } m_1)$$

$$\Delta J(p@+\textcircled{m_1})=0-1/6T_d=-1/6T_d=-1/6\cdot 1/2T_{aj}=-1/12T_{aj}$$

$$\Delta D=\pm 0 \text{ (prel. aut.)}$$

$$\Delta d=-1/3\ T_d \text{ (prel. } m_2)$$

$$\Delta J(p@+\textcircled{m_2})=0-1/3T_d=-1/3\cdot 1/2T_{aj}=-1/6T_{aj}.$$

Valorile variaţiilor jocurilor la (*t*) şi la (*R*) $\Delta J_{(t)}$ şi $\Delta J_{(R)}$ sunt identice cu cele de la exemplul anterior. În cazul strângerii:

$$\textcircled{m_1}:\ T_{ST1D}=T_{ST1d}=2/3T_D=2/3T_d.$$

$$\Delta S(pm_1)=S_f-S_i=d+\Delta d-(D-\Delta D)-(d-D)$$

$$\Delta S_{(p.m1)}=+\Delta d+\Delta D;$$

$$\Delta d(pm_1)=+1/6T_d;\ \Delta D(p.m1)=+1/6T_D$$

$$\Delta S(pm_1)=+1/6T_d+1/6T_D=+1/6T_{aj}.$$

$$\textcircled{m_2}\ \Delta S(p.m2)=+\Delta d+\Delta D;$$

$$\Delta d(pm_2)=+1/3T_d;\ \Delta D(pm_2)=+1/3T_D$$

$$\Delta S(pm_2)=+1/3T_d+1/3T_D=+1/3T_{aj}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Valorile corecțiilor $\Delta S_{(I)}$ și $\Delta S_{(R)}$ sunt identice cu cele stabilite în exemplul anterior. La proiectare se folosesc convențional preferențial cazul (m_2). După începerea uzinajului, prin cercetări statistice se determină $\Delta J_{(p)}$ (variația efectivă a jocului la prelucrare) în funcție de care se face în mod adaptiv corecția.

În tabelul 3.14 se dau informativ coeficienții de dilatare termică liniară a unor metale și aliaje folosite în construcția de mașini.

Tabelul 3.14

Coeficienții de dilatare termică liniară

Nr. crt.	Aliajul	$\alpha=\left(\frac{mm}{mm°C}=°C^{-1}\right)$	Nr. crt.	Metalul	$\alpha=\left(\frac{mm}{mm°C}=°C^{-1}\right)$
1	Oțel	$11,5\times10^{-6}$	10	Aluminiu	23×10^{-6}
2	Fontă	$11,0\times10^{-6}$	11	Crom	8×10^{-6}
3	Alamă	$19,0\times10^{-6}$	12	Cupru	27×10^{-6}
4	Bronz	$18,0\times10^{-6}$	13	Nichel	13×10^{-6}
5	Al-Cu-Mg	$(24...26)\times10^{-6}$	14	Plumb	29×10^{-6}
6	Al-Si-Cu	$(19...23)\times10^{-6}$	15	Staniu	23×10^{-6}
7	Al-Si-Mg	$(19...22)\times10^{-6}$	16	Zinc	30×10^{-6}
8	Mg-Al	$(24...27)\times10^{-6}$	17	Material cuarț	$(0,1...0,3)\times10^{-6}$
9	Oțel special	$(12...14)\times10^{-6}$	18	Invar. aliaj Ni+Fe	$(1...1,3)\times10^{-6}$

3.1.4.3. Alegerea grupei și proiectarea felului de ajustaj de trecere

Generalități. Ajustajele intermediare (sau de trecere) realizează un raport al dimensiunilor de contact care tinde către 1, pentru care aceste ajustaje asigură o PRECIZIE mare de asamblare.

$$\frac{D}{d}\to 1;\ D \rightleftarrows d \Big\{ \begin{matrix} D-d=J\to 0 \\ d-D=S\to 0 \end{matrix} \Big\} \Rightarrow e\to 0,$$

cele două dimensiuni au tendința de a se egala, de unde posibilitatea apariției **sau al unui ajustaj cu joc, sau al unui ajustaj cu strângere**. Cu alte cuvinte la un număr multiplu de asamblări realizate în același ajustaj, se manifestă șansa apariției unui anumit procent de ajustaje cu joc, și a unui anumit procent de ajustaje cu strângere:

$$\%\ \text{ajustaj cu joc} + \%\ \text{ajustaj cu strângere} = 100\%,$$

aceasta din cauza suprapunerii câmpurilor de toleranță ale celor două piese, condiție în care apare posibilitatea (la un caz dat de împerechere întâmplătoare a pieselor) de apariție sau a jocului sau a strângerii. În fig. 3.52, este reprezentat un ajustaj intermediar cu exemplele care condiționează grupa de ajustaj (J sau S).

Scanned with OKEN Scanner

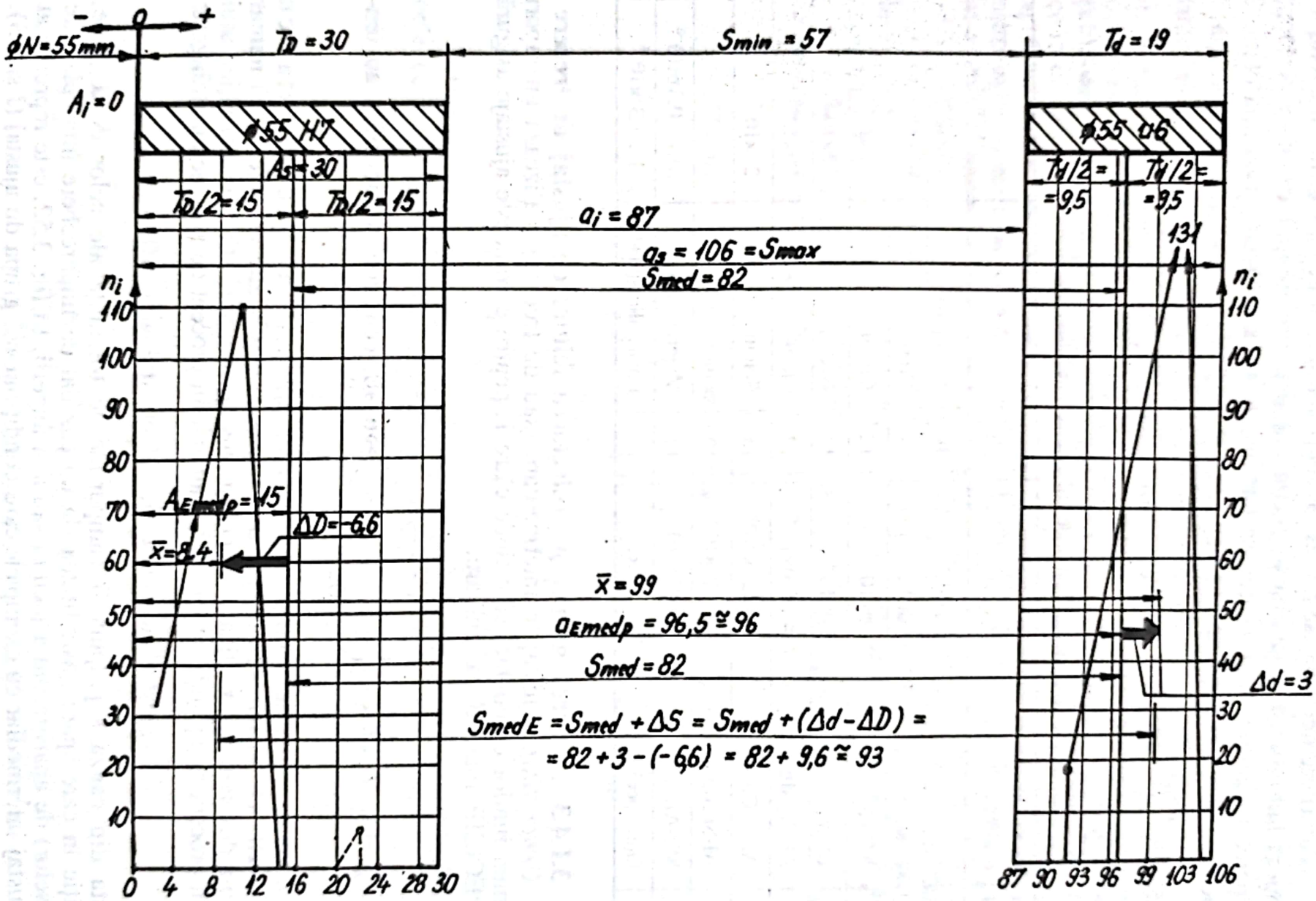


Fig. 3.51. Condiţia practică a poligoanelor frecvenţei abaterilor efective

Scanned with OKEN Scanner

Pentru cazul:

1) $D_{e_1} > d_{e_1}$, deci $\frac{D_{e_1}}{d_{e_1}} > 1$; $D_{e_1} - d_{e_1} = J$, adică la primul exemplu de asamblare întâmplătoare a rezultat un ajustaj cu joc:

2) $D_{e_2} < d_{e_2}$; deci $\frac{D_{e_2}}{d_{e_2}} < 1$; $D_{e_2} - d_{e_2} = S$, adică la al doilea exemplu de asamblare întâmplătoare a rezultat un ajustaj cu strângere. Astfel la un număr de „n" ajustaje de acest fel vor rezulta un număr de n_j ajustaje cu joc și un număr de n_s ajustaje cu strângere:

$$n = n_j + n_s \text{ sau } 100\% = \%J + \%S.$$

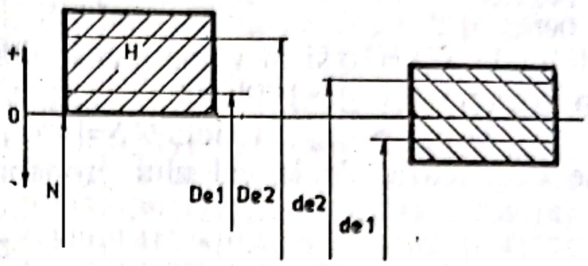


Fig. 3.52. Ajustaj intermediar cu joc (cazul 1) și cu strângere (cazul 2).

De la relațiile fundamentale se cunoaște:

$$T_j = J_{max} - J_{min} = A_s - a_i - (A_i - a_s) = A_s - A_i + a_s - a_i = T_D + T_d = T_s = S_{max} - S_{min} = a_s - A_i - (a_i - A_s) = a_s - a_i + A_s - A_i = T_D + T_d.$$

Dacă se reiau formulele toleranțelor caracteristicilor de asamblare, și se explicitează valorile caracteristicilor minime:

$$T_j = J_{max} - J_{min} = J_{max} - (A_i - a_s) = J_{max} + a_s - A_i = J_{max} + S_{max} = T_s = S_{max} - S_{min} = S_{max} - (a_i - A_s) = = S_{max} + A_s - a_i = S_{max} + J_{max},$$

și desigur dacă se înlocuiesc valorile:

$$T_j = T_s = S_{max} + J_{max} = a_s - A_i + A_s - a_i = A_s - A_i + a_s - a_i = T_D + T_d.$$

Deci se poate enunța regula potrivit căreia, un ajustaj care are și jocuri și strângeri, va avea toleranța egală cu suma caracteristicilor maxime de asamblare:

$$T_{(j;\,s)} = J_{max} + S_{max}, \quad (3.1.77)$$

$$T_{(j;\,s)} = T_D + T_d. \quad (3.1.78)$$

De la aplicațiile calculului probabilităților la studiul mărimilor întâmplătoare, se cunoaște că un domeniu de dispersie este acoperit în proporție de 99,98%, în cazul în care acesta este egal cu de 6 ori mărimea erorii medii pătratice. În cazul de față:

$$T_{(j;\,s)} = J_{max} + S_{max} = 6\sigma = T_D + T_d, \quad (3.1.79)$$

de unde se pot calcula procentele probabile de jocuri și strângeri la un anumit ajustaj.

În fig. 3.53, este redată curba de distribuție normală a celor două caracteristici de asamblare.

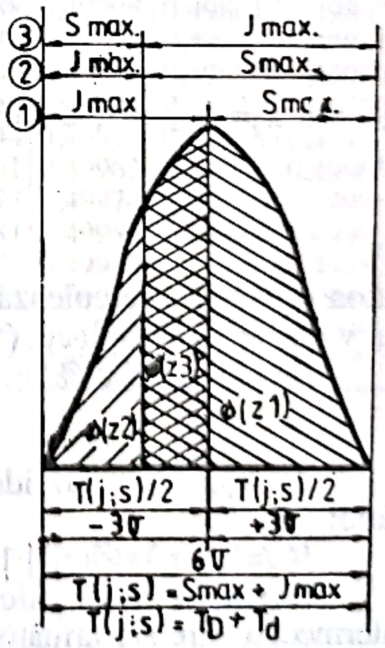


Fig. 3.53. Curba de distribuție a caracteristicilor de asamblare.

Aici litera grecească $\varnothing$ reprezintă însemnul de funcţie $(\varnothing(z_1))$; $(\varnothing(z_2))$.

Se consideră suprafaţa de sub curbă egală cu 1, sau procentual 100%, adică va fi cuprins întregul număr de ajustaje:

$$\%J+\%S=100\%=[\varnothing(z_1)+\varnothing(z_2)]\cdot 100=(0{,}5+0{,}5)\times 100=100\%,$$

în care $\varnothing(z_1)=\varnothing(z_2)=0{,}5$.

Sunt în discuţie trei cazuri:

1) $S_{max}=J_{max}$, adică:

$$T_{(j;\,s)}=S_{max}+J_{max}=6\sigma$$

de unde $S_{max}=3\sigma$ şi în valoare absolută $J_{max}=3\sigma$ de unde, $\%J=\varnothing(z_2)$ iar $\%S=\varnothing(z_1)$ şi $[(\varnothing(z_1)+\varnothing(z_2)]\times 100=100\%=\%J+\%S$ de unde: $J=50\%$, iar $S=50\%$.

2) $S_{max}>J_{max}$, atunci: $\%S=[\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3)]\cdot 100$, în care: $\varnothing(z_1)=0{,}5$ iar $\varnothing(z_3)$ se calculează: de la calculul probabilităţilor se ştie că:

$$z=\frac{x}{\sigma},$$

în care, x este extensia în abscisă a suprafeţei z, iar σ este eroarea medie pătratică.

În cazul din exemplul în discuţie:

$$z_3=\frac{x_3}{\sigma};$$

dacă $6\sigma=T_{aj}=S_{max}+J_{max}$, se deduce

$$\sigma=\frac{T_{aj}}{6},$$

deci:

$$z_3=\frac{x_3}{\frac{T_{aj}}{6}}=\frac{6\cdot x_3}{T_{aj}},$$

în care $x_3=S_{max}-3\sigma$, deci:

$$z_3=\frac{6\left(S_{\max}-3\sigma\right)}{T_{aj}},$$

valoare care se calculează şi se determină pentru z_3 mărimea $\varnothing(z_3)$, din tabelul cu valorile lui Laplace (tab. 3.15).

Se reia relaţia: $\%S=[\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3)]\cdot 100=(0{,}5+(\text{mărimea din tabelul 3.15}))\cdot 100$,

$$\%J=100\%-\%S.$$

3) $J_{max}>S_{max}$, caz identic cu cel de sus, sub aspectul principiului de calcul, când:

$\%J=[\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3)]\cdot 100$, procedându-se similar cu exemplul anterior.

Exemplu: Să se calculeze procentul de jocuri şi cel de strângeri la un ajustaj intermediar care are următoarele abateri: $A_i=0$; $A_s=+100$ µm; $a_s=+50$ µm; $a_i=-50$ µm.

– Se calculează caracteristicile de asamblare maxime:

$$J_{max}=A_s-a_i=100-(-50)=150\mu m;$$

Scanned with OKEN Scanner

Aici litera grecească $\varnothing$ reprezintă însemnul de funcție ($\varnothing(z_1)$); ($\varnothing(z_2)$).

Se consideră suprafața de sub curbă egală cu 1, sau procentual 100%, adică va fi cuprins întregul număr de ajustaje:

$$\%J+\%S=100\%=[\varnothing(z_1)+\varnothing(z_2)]\cdot 100=(0{,}5+0{,}5)\times 100=100\%,$$

în care $\varnothing(z_1)=\varnothing(z_2)=0{,}5$.

Sunt în discuție trei cazuri:

1) $S_{max}=J_{max}$, adică:

$$T_{(J;\,S)}=S_{max}+J_{max}=6\sigma$$

de unde $S_{max}=3\sigma$ și în valoare absolută $J_{max}=3\sigma$ de unde, $\%J=\varnothing(z_2)$ iar $\%S=\varnothing(z_1)$ și $[(\varnothing(z_1)+\varnothing(z_2)]\times 100=100\%=\%J+\%S$ de unde: $J=50\%$, iar $S=50\%$.

2) $S_{max}>J_{max}$, atunci: $\%S=[\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3)]\cdot 100$, în care: $\varnothing(z_1)=0{,}5$ iar $\varnothing(z_3)$ se calculează: de la calculul probabilităților se știe că:

$$z=\frac{x}{\sigma},$$

în care, x este extensia în abscisă a suprafeței z, iar σ este eroarea medie pătratică.

În cazul din exemplul în discuție:

$$z_3=\frac{x_3}{\sigma};$$

dacă $6\sigma=T_{aj}=S_{max}+J_{max}$, se deduce

$$\sigma=\frac{T_{aj}}{6},$$

deci:

$$z_3=\frac{x_3}{\frac{T_{aj}}{6}}=\frac{6\cdot x_3}{T_{aj}},$$

în care $x_3=S_{max}-3\sigma$, deci:

$$z_3=\frac{6\left(S_{max}-3\sigma\right)}{T_{aj}},$$

valoare care se calculează și se determină pentru z_3 mărimea $\varnothing(z_3)$, din tabelul cu valorile lui Laplace (tab. 3.15).

Se reia relația: $\%S=[\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3)]\cdot 100=(0{,}5+(\text{mărimea din tabelul 3.15}))\cdot 100$,

$$\%J=100\%-\%S.$$

3) $J_{max}>S_{max}$, caz identic cu cel de sus, sub aspectul principiului de calcul, când:

$\%J=[\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3)]\cdot 100$, procedându-se similar cu exemplul anterior.

Exemplu: Să se calculeze procentul de jocuri și cel de strângeri la un ajustaj intermediar care are următoarele abateri: $A_i=0$; $A_s=+100$ µm; $a_s=+50$ µm; $a_i=-50$ µm.

– Se calculează caracteristicile de asamblare maxime:

$$J_{max}=A_s-a_i=100-(-50)=150\mu m;$$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.15

Tabelul funcției Laplace

Z	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0,0	0,00000	0,00399	0,00798	0,01197	0,01595	0,01994	0,02392	0,02790	0,03183	0,03586
0,1	0,03983	0,04380	0,04776	0,05172	0,05567	0,05962	0,06356	0,06750	0,07142	0,07535
0,2	0,07926	0,08317	0,08706	0,09095	0,09483	0,09871	0,10357	0,10642	0,11026	0,11409
0,3	0,11791	0,12172	0,12552	0,12930	0,13307	0,13683	0,14058	0,14431	0,14808	0,15178
0,4	0,15542	0,15910	0,16276	0,16640	0,17003	0,17364	0,17724	0,18082	0,18439	0,18793
0,5	0,19146	0,19497	0,19847	0,20194	0,20540	0,20884	0,21226	0,21566	0,21904	0,22240
0,6	0,22575	0,22907	0,23237	0,23565	0,23891	0,24215	0,24537	0,24857	0,25175	0,25490
0,7	0,25804	0,26115	0,26424	0,26730	0,27035	0,27337	0,27637	0,27935	0,28230	0,28524
0,8	0,28814	0,29103	0,29389	0,29673	0,29954	0,30234	0,30510	0,30785	0,31057	0,31327
0,9	0,31594	0,31859	0,32121	0,32381	0,32639	0,32894	0,33147	0,33393	0,33646	0,33891
1,0	0,34134	0,34375	0,34614	0,34849	0,35083	0,35314	0,35543	0,35769	0,35993	0,36214
1,1	0,36443	0,36650	0,36864	0,37076	0,37286	0,37493	0,37697	0,37900	0,38100	0,38293
1,2	0,38493	0,38636	0,38877	0,39063	0,39251	0,39435	0,39617	0,39769	0,39973	0,40147
1,3	0,40320	0,40490	0,40653	0,40825	0,40938	0,41149	0,41308	0,41466	0,41621	0,41774
1,4	0,41924	0,42073	0,42220	0,42364	0,42507	0,42647	0,42785	0,42922	0,43056	0,43189
1,5	0,43319	0,43448	0,43574	0,43699	0,43822	0,43943	0,44062	0,44179	0,44295	0,44408
1,6	0,44520	0,44630	0,44738	0,44845	0,44950	0,45053	0,45154	0,45254	0,45352	0,45449
1,7	0,45543	0,45637	0,45728	0,45818	0,45907	0,45994	0,46080	0,46164	0,46246	0,46327
1,8	0,46407	0,46485	0,46562	0,46633	0,46712	0,46734	0,46856	0,46923	0,46995	0,47062
1,9	0,47128	0,47193	0,47257	0,47320	0,47381	0,47441	0,47500	0,47553	0,47615	0,47670
2,0	0,47725	0,47778	0,47831	0,47832	0,47932	0,47982	0,48030	0,48077	0,48124	0,48169
2,1	0,48214	0,48257	0,48300	0,48314	0,48382	0,48422	0,48416	0,48500	0,48537	0,48574
2,2	0,48610	0,48645	0,48679	0,48713	0,48745	0,48778	0,48809	0,48840	0,48870	0,48899
2,3	0,48928	0,48956	0,48933	0,49010	0,49036	0,49061	0,49086	0,49111	0,49134	0,49158
2,4	0,49180	0,49202	0,49224	0,49245	0,49266	0,49286	0,49305	0,49324	0,49343	0,49361
2,5	0,49379	0,49396	0,49413	0,49430	0,49046	0,49461	0,49477	0,49492	0,49506	0,49520
2,6	0,49534	0,49547	0,49560	0,49573	0,49535	0,49593	0,49609	0,49621	0,49632	0,49643
2,7	0,49653	0,49664	0,49674	0,49683	0,49693	0,49702	0,49711	0,49720	0,49728	0,49736
2,8	0,49744	0,49752	0,49760	0,49767	0,49774	0,49781	0,49788	0,49795	0,49801	0,49807
2,9	0,49313	0,49819	0,49825	0,49831	0,49836	0,49841	0,49846	0,49851	0,49856	0,49861
3,0	0,49865	0,49869	0,49874	0,49878	0,49882	0,49886	0,49889	0,49893	0,49897	0,49900
3,1	0,49903	0,49906	0,49910	0,49913	0,49916	0,49918	0,49921	0,49924	0,49923	0,49929
3,2	0,49931	0,49934	0,49936	0,49938	0,49940	0,49942	0,49944	0,49946	0,49948	0,49950
3,3	0,49952	0,49953	0,49955	0,49957	0,49958	0,49960	0,49961	0,49962	0,49964	0,49965
3,4	0,49966	0,49968	0,49969	0,49970	0,49971	0,49972	0,49973	0,49974	0,49975	0,49976
3,5	0,49977	0,49978	0,49978	0,49979	0,49980	0,49981	0,49981	0,49982	0,49983	0,49983
3,6	0,49984	0,49985	0,49985	0,49986	0,49986	0,49987	0,49987	0,49988	0,49988	0,49889
3,7	0,49989	0,49990	0,49990	0,49990	0,49991	0,49991	0,49992	0,49992	0,49992	0,49992
3,8	0,49993	0,49993	0,49993	0,49994	0,49994	0,49994	0,49994	0,49995	0,49995	0,49995
3,9	0,49995	0,49995	0,49996	0,49996	0,49996	0,49996	0,49996	0,49996	0,49997	0,49997

$$S_{max}=a_s-A_i=50-0=50\ \mu m;$$

- Se calculează $T_{(j;\,s)}=J_{max}+S_{max}=200\mu m$;
- Se stabilește că: $T_{(j;\,s)}=J_{max}+S_{max}=200\mu m=6\sigma$,

$$\sigma=\frac{200}{6}=33{,}33\mu m.$$

- deoarece $J_{max} > S_{max}$:

$$\%J=[\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3)]\cdot 100$$

Scanned with OKEN Scanner

– se determină

$$z_3 = \frac{x_3}{\sigma} = \frac{6(J_{max} - 3\sigma)}{T_{aj}} = \frac{6(150-100)}{200}, \quad z_3 = 1{,}5.$$

Din tabelul 3.15, pentru $z_3=1{,}5 \rightarrow \varnothing(z_3)=0{,}4332$ deci, $\%J=[\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3)]\cdot 100=$ $=(0{,}5+0{,}4332)\cdot 100=0{,}9332\cdot 100=93{,}32\%$, $\%S=100\%-\%J=100\%-93{,}32\%=6{,}68\%$.

În TAB. B 3.16 (și 3.16 continuare), sunt redate valorile toleranțelor fundamentale și ale abaterilor fundamentale la ajustajele intermediare. În fig. 3.54, este redată amplasarea câmpurilor de toleranță în funcție de felul de ajustaj de trecere.

Calitățile ajustajelor intermediare

Grupa de ajustaje intermediare, se alege pentru asigurarea unei precizii de asamblare mare ($e \rightarrow 0$), adică excentricitatea (neconcentricitatea) celor două piese tinde către 0, deci concentricitatea este maximă, de unde și precizia mare la asamblare. *Aceste ajustaje se folosesc fixe* (F^*), deci fixarea prin una din metodele cunoscute, deoarece obțin și jocuri și strângeri, (cele cu joc nu pot fi fixe, iar cele cu strângere au strângerea prea mică pentru a asigura fixarea).

Ajustajele intermediare (de trecere sau incerte), au calitatea principală de a realiza o PRECIZIE DE ASAMBLARE mare (a nu se face confuzie între noțiunea de *precizie de asamblare* – excentricitate minimă și/sau concentricitate maximă – și noțiunea de *precizie de prelucrare*, care este funcție de mărimea câmpurilor de toleranță a pieselor, și care se prescrie la proiectare). Bineînțeles că pentru a asigura o precizie mare de asamblare se necesită și o precizie avansată la prelucrare.

În același timp, *pe lângă precizia de asamblare mare, ajustajele intermediare permit în oarecare măsură și o montare (și demontare) fără dificultăți.* Atât precizia de asamblare mare, cât și comportamentul complezent la montare și demontare, sunt asigurate la aceste ajustaje prin valorile mici, sau foarte mici ale jocului sau ale strângerii, pe care le realizează, expusă fiind aserțiunea teoretică:

$$\frac{D}{d} = 1; \quad D - d = J = 0; \quad d - D = S = 0; \quad e = 0; \quad \frac{1}{e} = \infty,$$

adică la $J=0$; $S=0$, excentricitatea $e=0$ și inversul excentricității deci concentricitatea $1/e=\infty$, realizându-se astfel o *precizie de asamblare absolută*. Chiar în situația în care se consideră în mod practic:

$$\frac{D}{d} \rightarrow 1; \quad D \rightleftarrows d; \quad D - d = J \rightarrow 0; \quad d - D = S \rightarrow 0; \quad e \rightarrow 0; \quad \frac{1}{e} \rightarrow \infty,$$

se realizează o precizie de asamblare foarte mare. În fig. 3.55. a, sunt reprezentate două ajustaje, unul cu joc, și altul cu strângere:

$$\frac{D}{d_1} > 1; \quad D - d_1 = J; \quad \frac{D}{d_2} < 1; \quad d_2 - D = S.$$

La partea cu joc rezultă:

$$\frac{J}{2} + \frac{d_1}{2} + \frac{d_1}{2} + \frac{J}{2} = \frac{d_1}{2} + x + \frac{d_1}{2} + \frac{J}{2},$$

Scanned with OKEN Scanner

TABELUL 3.13.

POZ. CIMP. DE TOL		TOLERANTE FUNDAMENTALE ITx (μm)																	ABATERILE FUNDAMENTALE ALE ARBORILOR (μm)									
PRECIZIA		IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	js	j			k			m	n	p	r
		01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16		5/6	7	8	3	4-7	7				
LIMITELE INTERVALELOR DE DIMENSIUNI	<3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600		-2	-4	-6	0	0	0	+2	+4	+6	+10
	>3....6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750		-2	-4		0	+1	0	+4	+6	+12	+15
	>6....10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900		-2	-5		0	+1	0	+6	+10	+15	+19
	>10....14	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100		-3	-6		0	+1	0	+7	+12	+18	+23
	>14....18																													

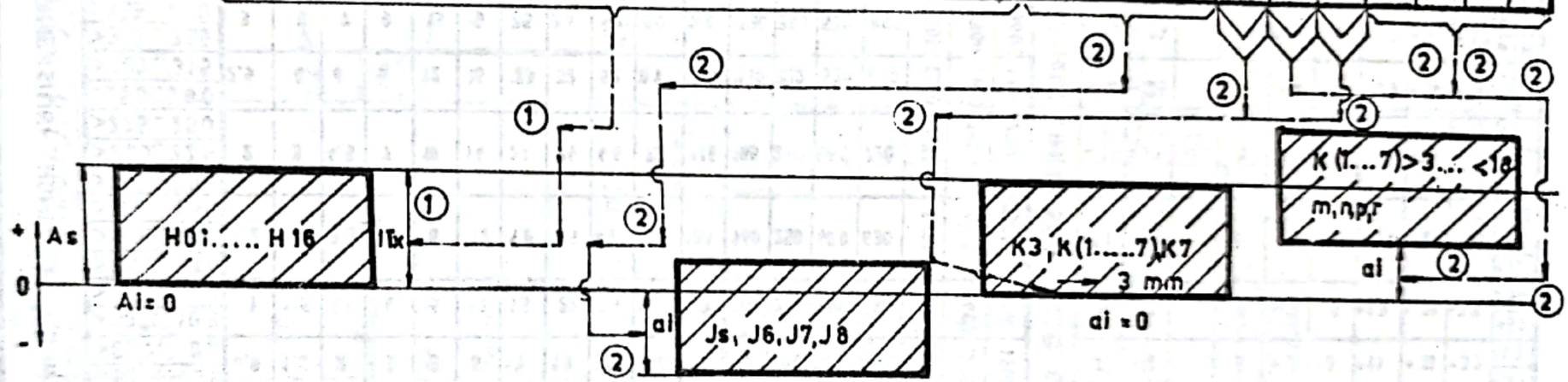


Fig. 3.54. Amplasarea câmpurilor de toleranţă în funcţie de felul ajustajelor (la ajustaje intermediare).

Scanned with OKEN Scanner

TABELUL 3.13. (continuare)

DIMENSIUNI NOMINALE (mm)	TOLERANTE FUNDAMENTALE ITx (µm)																ABATERI FUNDAMENTALE ALE ARB.(µm)											
	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	Js	j		k		m	n	p	r
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16		5/6	7	3	4-7	7				
>18 ... 24	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300		-4	-8	0	+2	0	+8	+15	+22	+28
>24 ... 30																												
>30 ... 40	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	26	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600		-5	-10	0	+2	0	+9	+17	+26	+34
>40 ... 50																												
>50 ... 65	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900		-7	-12	0	+2	0	+11	+20	+32	+41 +43
>65 ... 80																												
>80 ... 100	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200		-9	-15	0	+3	0	+13	+23	+37	+51 +54
>100 ... 120																												
>120 ... 140	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500		-11	-18	0	+3	0	+15	+27	+43	+63 +65
>140 ... 160																												
>160 ... 180																												
>180 ... 200	2	3	4,5	7	10	14	21	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900		-13	-21	0	+4	0	+17	+31	+50	+77 +80
>200 ... 225																												
>225 ... 250																												
>250 ... 280	2,5	4	6	9	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200		-16	-26	0	+4	0	+20	+34	+56	+94 +98
>280 ... 315																												
>315 ... 355	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600		-18	-28	0	+4	0	+21	+37	+62	+108 +114
>355 ... 400																												
>400 ... 450	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000		-20	-32	0	+5	0	+23	+40	+68	+126 +132
>450 ... 500																												

Fig. 3.55.a. Excentricitățile la ajustaje cu joc și cu strângere.
Fig. 3.55.b. Excentricitățile la *J, S* și *T* și trei ajustaje de trecere tolerate.

$$2\frac{J}{2}+2\frac{d_1}{2}=2\frac{d_1}{2}+\frac{J}{2}+x,$$

$$J+d_1-d_1=\frac{J}{2}+x$$

de unde:

$$x=J-\frac{J}{2}=\frac{J}{2}, \quad \text{deci:} \quad x=e=\frac{J}{2}.$$

Excentricitatea, sau abaterea de la concentricitate este egală cu 1/2 J, sau jocul este egal cu dublul excentricității:

$$J=2e.$$

Dacă, de la relații fundamentale considerăm:

$$J=D-d,$$
$$S=d-D,$$
$$J+S=D-d+d-D;$$
$$J+S=0 \text{ sau } J=-S,$$

cu alte cuvinte:

$-S=2e$ sau $S=-2e$ (Fig. 3.55.a).

Aici apare un paradox, o excentricitate negativă (deci e<0) o pseudomărime. Se va numi excentricitatea negativă „*PSEUDO-EXCENTRICITATE*", (P_e). La ajustajele cu strângere, dacă asamblarea se realizează geometric ideal cele două axe geometrice (a alezajului și a arborelui) se confundă (prin deformare plastică a pieselor) și în esență rezultă e=0.

Cele două piese fiind tolerate (în T_D și T_d), rezultă după cum s-a văzut în capitolele precedente patru mărimi ale caracteristicilor de asamblare extreme, (J_{max}; J_{min}; S_{max}; S_{min}) pentru care:

$$J_{max}=2e_{max};\ J_{min}=2e_{min};$$

$$T_J=J_{max}-J_{min}=2e_{max}-2e_{min}=2(e_{max}-e_{min})=2T_e.$$

Dar,

$$J_{max}=A_s-a_i=-a_i+A_s;\ a_i-A_s=-J_{max}=+S_{min};\ J_{max}=-S_{min};\ J_{min}=2e_{max};\ -S_{min}=+2e_{max};$$
$$S_{min}=-2e_{max};\ J_{min}=A_i-a_s=-a_s+A_i;\ a_s-A_i=-J_{min}=+S_{max};\ J_{min}=-S_{max}$$

și

$$J_{min}=2e_{min};=-S_{max};\ S_{max}=-2e_{min}.$$
$$T_S=S_{max}-S_{min}=-2e_{min}-(2e_{max})=2e_{max}-2e_{min},\ T_S=2(e_{max}-e_{min})=2T_e.$$

La ajustajele intermediare (pentru cele cu joc):

$$T_{J/S}=J_{max}-J_{min}=J_{max}-(A_i-a_s)=J_{max}+a_s-A_i=J_{max}+S_{max}=2e_{max}+(-2e_{min})=2T_e.$$

La ajustajele intermediare (pentru cele cu strângere):

$$T_{J/S}=S_{max}-S_{min}=S_{max}-(a_i-A_s)=S_{max}+A_s-a_i=S_{max}+J_{max}=-2e_{min}+2e_{max}=2T_e.$$

Scanned with OKEN Scanner

În fig. 3.55.b, sunt reprezentate, pe de o parte cele trei grupe de ajustaj *J, S* și *T*. Aici apar cele două excentricități: $2e=J$ și $-2e=S$. În continuare fig. 3.55.b, prezintă trei ajustaje de trecere tolerate, la care în cazul ajustajului *b*1: $J_{max}>S_{max}$ (și desigur $\%J>\%S$); *b*2: $J_{max}=S_{max}$ ($\%J=\%S$); și *b*3, cu $S_{max}>J_{max}$, ($\%S>\%J$).

În fig. 3.56.a, sunt reprezentate câmpurile de toleranță a trei ajustaje intermediare H/j; H/k și H/m la clasele de precizie 5/5; 6/6 și 7/7 deci: (H5/j5; H5/k5; H5/m5); (H6/j6; H6/k6; H6/m6) și (H7/j7; H7/k7; H7/m7). Fiecăruia i s-a calculat $J_{max}=2e_{max}$; $e_{max}=J_{max}/2$. În fig. 3.56.b, este reprezentată diagrama de variație a excentricităților pentru cele nouă ajustaje exemplificate. În fig. 3.56.c, este reprezentată variația preciziei de asamblare (inversul impreciziei „1/e") pentru cele nouă ajustaje exemplificate. Rezultă că precizia maximă se obține la valori cât mai mici ale excentricității, (jocuri maxime mici) și la clase ale preciziei de prelucrare mai avansate. În exemplul din fig. 3.56, cel mai precis ajustaj este H5/m5 (e_{max}=1 μm; $1/e_{max}$=1 μm^{-1}). Cel mai imprecis ajustaj (bineînțeles din cele exemplificate), este H7/j7 (e_{max}=22 μm; $1/e_{max}$=0,004 μm^{-1}).

Proiectarea ajustajelor intermediare

Din considerațiile anterioare apare evident calitatea primordială a ajustajelor intermediare, care este precizia mare de asamblare. Nu trebuie omisă caracteristica acompaniatoare avantajoasă, și anume aceea care permite montaj și demontaj mai mult sau mai puțin complezent.

Ajustajele intermediare nu asigură imobilitatea (fixarea). Pentru a asigura fixarea se utilizează elemente de fixare (deci *F**) unde ∗: indică fixarea pe seama unor organe de mașini de fixare.

Observație: Cu măsuri de precauție speciale, ajustajele $\frac{H}{js}$ și $\frac{H}{j}$, pot fi folosite și mobile, luând în considerare următoarele condiții: – viteza de deplasare să fie mică, mobilizarea să se facă manual și eventual să fie intermitentă. (Exemplu: pinola de la păpușa mobilă a mașinilor unelte care prelucrează piese de revoluție prin fixarea între vârfuri). Ajustajele H/js sau H/j realizează în acest caz o precizie de montaj mare, excentricitatea este mică, iar condițiile de restricție sunt respectate.

În tabelul 3.17, sunt reprezentate „familiile" de ajustaje intermediare, și în funcție de acestea caracteristicile de asamblare (J_{max}; S_{max}), semnul abaterii fundamentele ($a_i \gtrless 0$). Aici apar formulele de calcul ale excentricității maxime (e_{max}), în funcție de **PRECIZIA DE ASAMBLARE** și **precizia de prelucrare.**

În linii mari, *ajustajele din familiile 1 și 2*, sunt ajustajele intermediare cu joc probabil foarte mic, și într-un număr redus de cazuri cu o foarte slabă strângere. Sunt utilizate la piesele (montate relativ precis), care sunt supuse unor operații dese de montaj și demontaj (volane de schimb, roți dințate de schimb). Ajustajele din familia a 3-a, sunt ajustaje intermediare cu strângere probabilă mică, asigură o centrare foarte bună (excentricitate mică) → precizie mare de asamblare. Se aleg prentru precizia lor mare, și mai ales la asamblările la care montarea și demontarea se execută în cadrul reparațiilor curente sau medii, care nu necesită operațiuni complicate. Ajustajele din familia a 4-a, sunt ajustaje intermediare cu strângere probabilă mare, sunt utilizate la încărcări

Scanned with OKEN Scanner

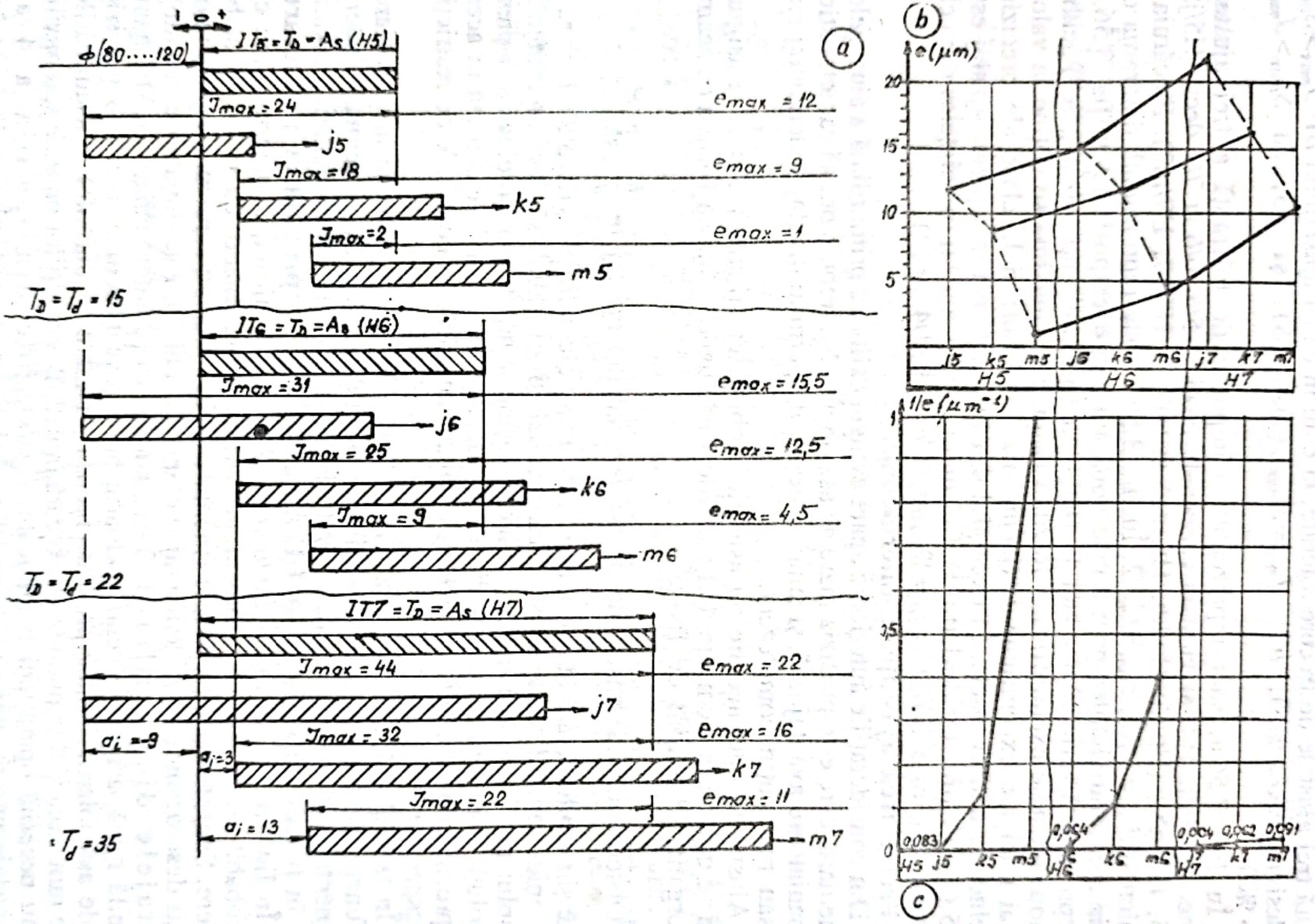


Fig. 3.56.a –Excentricitatea la ajustajele H/j, k, m, clasele 5, 6, 7; b –Reprezentarea variației excentricității; c –Reprezentarea inversului excentricității.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.1

Familiile de ajustaje intermediare

Familia de ajustaj	Caracteristicile de asamblare $J:S$ a_i	Excentricitatea „e" [μm] Indicele de imprecizie de montaj			Precizia de montaj
		Precizia de prelucrare			
		a	b	c	
		Mare	Mijlocie	Satisfăcătoare	
1	2	3a	3b	3c	4
1	J_{max}»S_{max} Jocuri; J>90% a_i<0	Ø (1...500) mm $e_{max}=2,5\sqrt[3]{\varnothing_m}$	Ø (1...500) mm $e_{max}=3,6\sqrt[3]{\varnothing_m}$	Ø (1...500) mm $e_{max}=5,9\sqrt[3]{\varnothing_m}$	Satisfăcătoare (modest)
2	J_{max}>S_{max} Jocuri; J>80% a_i<0	Ø (1...120) mm $e_{max}=2,5\sqrt[3]{\varnothing_m}$	Ø (1...80) mm $e_{max}=3\sqrt[3]{\varnothing_m}$	Ø (1...80) mm $e_{max}=5\sqrt[3]{\varnothing_m}$	Satisfăcătoare
		Ø (120...315) mm $e_{max}=2,5\sqrt[3]{\varnothing_m}+\frac{\sqrt{\varnothing_m}}{2}$	Ø (80...315) mm $e_{max}=3\sqrt[3]{\varnothing_m}+\frac{\sqrt{\varnothing_m}}{2,5}$	Ø (80...180) mm $e_{max}=5\sqrt[3]{\varnothing_m}+\frac{\sqrt{\varnothing_m}}{2,5}$	
		Ø (315...500) mm $e_{max}=2,5\sqrt[3]{\varnothing_m}+\frac{\sqrt{\varnothing_m}}{2,5}$	Ø (315...500) mm $e_{max}=3\sqrt[3]{\varnothing_m}+\frac{\sqrt{\varnothing_m}}{1,5}$	Ø (180...500) mm $e_{max}=5\sqrt[3]{\varnothing_m}+\frac{\sqrt{\varnothing_m}}{1,5}$	
3	J_{max}=S_{max} Jocuri≈50% Strâng.≈50% a_i=0 sau (a_i=0+ε)	Ø (1...500) mm $e_{max}=1,4\sqrt[3]{\varnothing_m}$	Ø (1...500) mm $e_{max}=2\sqrt[3]{\varnothing_m}$	Ø (1...500) mm $e_{max}=3,75\sqrt[3]{\varnothing_m}$	Mare
4	S_{max}>J_{max} Strâng.>80% a_i>0	Ø (1...500) mm $e_{max}=0,22\sqrt[3]{\varnothing_m}$	Ø (1...500) mm $e_{max}=0,97\sqrt[3]{\varnothing_m}$	Ø (1...500) mm $e_{max}=2,4\sqrt[3]{\varnothing_m}$	Foarte mare
5	S_{max}»J_{max} Strâng.→100% a_i>0	– e_{max}<0; J<0 aj. cu strângere	– e_{max}<0; J<0 aj. cu strângere	Ø (1...500) mm $e_{max}=1,3\sqrt[3]{\varnothing_m}$	[Pref. I și II]: Foarte mare
Criteriu de elecție:→		Preferința a II-a	Preferința I	Preferința a III-a	

Scanned with OKEN Scanner

statice mari şi sarcini dinamice mici. Demontarea este prevăzută eventual pentru reparaţii capitale. Oferă o foarte mare precizie de asamblare. Ajustajele din familia a 5-a, sunt ajustaje cu joc posibil extrem de redus, atât valoric cât şi procentual. Se prevăd la asamblările supuse unor sarcini dinamice, când jocurile sunt dăunătoare. Se mai pot prevedea la asamblările fixate prin pană, când acestea urmează a fi suprafixate şi printr-o uşoară strângere.

La proiectarea ajustajelor intermediare se disting următoarele date de problemă:

[1] Se cunosc indicaţiile referitoare la precizia de asamblare (calitative), şi la frecvenţa montajului şi demontajului. De asemenea se cunosc condiţiile impuse de concesiile care se cer referitor la complezenţa oferită în timpul montajului (Tab. B; tab. 3.17).

[2] Se impune caracteristica maximă majoritară.

2.1. $J_{max} > S_{max}$ . . . . . se impune J_{max},

2.2. $S_{max} > J_{max}$ . . . . . se impune S_{max}.

[3] Se impune caracteristica maximă majoritară şi toleranţa ajustajului (T_{aj}) sau σ.

3.1. $J_{max} > S_{max}$ . . . . . se impun J_{max} şi T_{aj} (sau σ),

3.2. $S_{max} > J_{max}$ . . . . . se impune S_{max} şi T_{aj} (sau σ)

[4] Se impune % caracteristicii maxime majoritare şi toleranţa ajustajului (sau σ).

4.1. $J_{max} > S_{max}$ . . . . . se impun $\%J$ şi T_{aj} (sau σ),

4.2. $S_{max} > J_{max}$ . . . . . se impun $\%S$ şi T_{aj} (sau σ).

În tabelul 3.18 sunt date valorile calculate în f ($\varnothing med$).

La toate cele patru cazuri se cunoaşte apriori, diametrul de asamblare.

Spre exemplificare, se consideră în ordine cele patru cazuri ale datelor problemei, la proiectarea ajustajelor intermediare.

Tabelul 3.18

Valorile calculate în funcţie de $\varnothing_{med}$

Lim. int. de dim. mm	$\varnothing_{med}$ mm	$\sqrt{\varnothing_{med}}$ $mm^{1/2}$	$\sqrt[3]{\varnothing_{med}}$ $mm^{1/3}$
1...3	1,73	1,315	1,200
3...6	4,238	2,058	1,618
6...10	7,742	2,780	1,970
10...18	13,40	3,660	2,375
18...30	23,20	4,810	2,850
30...50	38,67	6,218	3,380
50...80	63,20	7,950	3,980
80...120	97,89	9,900	4,608
120...180	146,8	12,110	5,275
180...250	212	14,560	5,960
250...315	280,6	16,750	6,546
315...400	355	18,840	7,080
400...500	447	21,140	7,640

[1] Să se proiecteze ajustajul la o roată dinţată montată cu pană pe arborele unei cutii de viteză ($\varnothing$=45 mm).

Aici montajul se cere a fi făcut uşor cu forţe mici.

Din tabelul 3.17, se consideră *familia a doua, preferinţa I:* pentru $\varnothing$=(1...80) mm, $e_{max}=3\sqrt[3]{\varnothing_m}$, (valoarea $\varnothing_m$ se calculează ca medie geometrică a celor două limite de interval între care este cuprinsă cota nominală).

$$\varnothing=\sqrt{30}\cdot\sqrt{50}=38{,}67\simeq 39 \text{ mm},$$

$$e_{max}=3\sqrt[3]{39}=3\cdot 3{,}38=10{,}14 \text{ μm},$$

Scanned with OKEN Scanner

fiind cunoscută valoarea excentricității maxime, se poate calcula jocul maxim:

$$J_{max}=2e_{max}=2\cdot 10{,}14=20{,}28\ \mu m\simeq 21\ \mu m.$$

De la relațiile fundamentale:
$J_{max}=A_s-a_i$, și făcând legătura cu TAB. B se deduce:

$$J_{max\ (calculat)}=\text{Val. chenar I} - \text{Val. chenar II},$$

cu specificația din tabelul 3.17, referitoare la cea de-a II-a familie, la care $a_i<0$, deci: valoarea din chenarul I dă clasa de precizie, iar cea din chenarul II felul ajustajului.

$$J_{max}=A_s-(-a_i).$$

Pentru exemplificare se reprezintă fâșia caracteristică intervalului de dimensiuni considerat TAB. B:

TAB. B (parțial)

				j			k			m	n
	IT5	IT6	IT7	5/6	7	8	3	4–7	7		
30...40 40...50	11	16	26	–5	–10	–	0	+2	0	+9	+17
	Chenar I A_s			Chenar II a_i							

În reprezentarea parțială a TAB. B, au fost trecute numai clasele de precizie 5, 6 și 7, cu valorile *IT5*, *IT6* și *IT7*, *deoarece ajustajele intermediare sunt prevăzute, în construcția de mașini, exclusiv în aceste precizii.*

Conform indicațiilor din tabelul 3.17, la familia a 2-a, aleasă pentru exemplul nostru se impune $a_i<0$ (deoarece $J_{max}>S_{max}$). În consecință intră în discuție numai ajustajul *j*.

În tabelul 3.19 este redată schema logică de apreciere a legăturii dintre J_{max} și a_i: 21=16–(–5), ajustajul: Ø45 H6/j6.

Același ajustaj Ø=45 mm, necesită o precizie de asamblare mai mare (o excentricitate mai mică) în cadrul aceleiași familii (familia 2 din tab. 3.17, preferința a II-a). Și aici $a_i<0$.

$$e_{max}=2{,}5\sqrt[3]{\varnothing_m}=2{,}5\cdot 3{,}38=8{,}45\ \mu m,$$

$$J_{max}=2e_{max}=16{,}9\simeq 17\mu m.$$

Se observă din schema de posibilități anterioară (din TAB. B șirul 30...50 mm):

$$17=11-(-5)=16\simeq J_{max},$$

pentru care ajustajul este Ø45 H5/j5.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.19

Date ale problemei: Ø=20 mm; precizie de asamblare satisfăcătoare; ajustaj fix (F*), montaj și demontaj lejer; producție de serie mare; posibilități de montaj selectiv (fiecare ajustaj cu montaj și demontaj complezent).

Se alege grupa de ajustaj de trecere (intermediară), cu precizia de prelucrare satisfăcătoare (derivând din precizia de montaj satisfăcătoare).

Deci ajustaj intermediar cu $\%J>\%S$, de unde apare condiția derivată: $a_i<0$.

Din tabelul formulelor de calcul a excentricității maxime, se alege conform datelor problemei FAMILIA 2 precizia de prelucrare c, la care $\boxed{e_{max}=5{,}9\sqrt[3]{\varnothing_m}}$

a) pentru ØN=20 mm, $\rightarrow \varnothing_{med}=23$ mm, $\rightarrow e_{max}=5{,}9\sqrt[3]{23}=14{,}21$ µm

b) $\boxed{J_{max}=2e_{max}}$, $J_{max}=2\cdot 14{,}21\approx 29$ µm

$J_{max}=A_s-a_i$; în Hl: $A_s=IT_x$ și din $\%J>\%S \rightarrow a_i<0$, deci:

formula „cheie" de utilizare a nomogramei: $\boxed{J_{max}=IT_x-a_i}$; $\boxed{J_{max}=(\text{Val. ch. I})-(-\text{Val. ch. II})}$

J_{max}=29 µm	Valoare chenar I (IT_x)	Semnul operației	Valoare chenar II (a_i)	Rezultat [µm]	Ajustaj proiectat	Simbol
29=	IT_5=9 µm	minus	j5, j6→–4	J_{max}=9–(–4)=13	13 « 29	x
		–	j7→–8 (incompatibil)	J_{max}=9–(–8)=17	17<29	x x
	IT_6=13 µm	minus	j5, j6→–4	J_{max}=13–(–4)=17	17<29	x
		–	j7→–8	J_{max}=13–(–8)=21	21<29	x x
	IT_7=21 µm	minus	j5→–4 (incompatibil)	J_{max}=21–(–4)=25	25<29	x x
		–	j6→–4	J_{max}=21–(–4)=25	25<29	x
			j7→–8	J_{max}=21–(–8)=29	29=29: Ø20 H7/j7	
	IT_8=33 µm	minus	j5→–4 (incompatibil)	J_{max}=33–(–4)=37	37>29	x x
		–	j6→–4 (incompatibil)	J_{max}=33–(–4)=37	37>29	x x
			j7→–8	J_{max}=33–(–8)=41	41>29	x

Scanned with OKEN Scanner

În cea de-a treia ipostază ajustajul este mai puțin pretențios, având precizia de prelucrare satisfăcătoare (conform preferinței a III-a):

$$e_{max} = 5\sqrt[3]{\varnothing_m} = 5 \cdot 3{,}38 = 16{,}90 \simeq 17 \ \mu m,$$

$$J_{max} = 2e_{max} = 34 \ \mu m.$$

Fără echivoc, din schema de posibilități (TAB. B șirul 30...50 mm) rezultă:

$$34 = 26 - (-5) = 31 \mu m \rightarrow \varnothing 45 \ H7/j5 \rightarrow \text{(incompatibil: 7/5)},$$

$$34 = 26 - (-11) = 37 \simeq J_{max}; \varnothing 45 \ H7/j7.$$

În cazul în care se pretinde o precizie de asamblare mai mare, *dar*, demontajul (și remontajul) se fac numai foarte rar, se impune familia a 3-a (tab. 3.17), care prezintă caracteristicile $J_{max} \simeq S_{max}$, de unde $a_i \geq 0$. ($a_i = 0 + \varepsilon$).

Conform preferinței I.

$$e_{max} = 2\sqrt[3]{39} = 2 \cdot 3{,}38 = 6{,}67 \cong 7 \ \mu m,$$

$$J_{max} = 14 \ \mu m,$$

$$14 = 16 - (+2) = 14 \simeq J_{max} \rightarrow \varnothing 45 \ H6/k6.$$

În cazul preferinței a II-a:

$$e_{max} = 1{,}4 \cdot 3{,}38 = 4{,}732 \ \mu m,$$

$$J_{max} = 2 \cdot 4{,}732 = 9{,}46 \ \mu m \simeq 10 \ \mu m,$$

$$10 = 11 - (+2) = 9 \simeq J_{max} \rightarrow \varnothing 45 \ H5/k5.$$

În cazul preferinței a III-a:

$$e_{max} = 3{,}75 \cdot 3{,}38 = 12{,}675 \ \mu m,$$

$$J_{max} = 2 \cdot 12{,}675 = 25{,}35 \ \mu m \simeq 26 \ \mu m,$$

$$26 = 26 - 2 = 24 \simeq J_{max} \rightarrow \varnothing 45 \ H7/j7.$$

Soluția:

$$26 = 26 - 0 = 26,$$

nu este valabilă, deoarece $a_i = 0$, la clasa a 3-a și ar rezulta ajustajul (inept) $\varnothing$H7/k3.

În continuare, în cazul în care se cere o precizie maximă, cu condiția ca demontarea și remontarea să nu se facă deloc, sau cel mult foarte rar la reparațiile capitale. Se prezintă situația oferită de familia a 4-a (tab. 3.17). Aici $a_i > 0$ ($S_{max} > J_{max}$).

– preferința I:

$$e_{max} = 0{,}97\sqrt[3]{\varnothing_m} = 0{,}97 \cdot 3{,}38 = 3{,}2786 \ \mu m,$$

$$J_{max} = 6{,}557 \simeq 7 \ \mu m,$$

$$7 = 16 - (+9) = 7 \cong J_{max} \rightarrow \varnothing 45 \ H6/m6.$$

– preferința a II-a:

$$e_{max} = 0{,}22\sqrt[3]{\varnothing_m} = 0{,}22 \cdot 3{,}38 = 0{,}7436 \ \mu m,$$

Scanned with OKEN Scanner

$$J_{max}=1{,}48\ \mu m \simeq 2\ \mu m,$$

$$2=11-(+9)=J_{max} \rightarrow \varnothing 45\ \ H5/m5.$$

– preferința a III-a:

$$e_{max}=2{,}4\sqrt[3]{\varnothing_m}=2{,}4\cdot 3{,}38=8{,}11\ \ \mu m,$$

$$J_{max}=16{,}22 \simeq 17\ \mu m,$$

$$17=26-(+9)=J_{max} \rightarrow \varnothing 45\ \ H7/m7.$$

Pentru o precizie de asamblare remarcabilă, însă probleme deosebite la demontare (%S→100), se ia în considerare familia a 5-a (standardizată numai pentru preferința a III-a) (a_i>>0), dar $a_i<A_s$.

$$e_{max}=1{,}3\sqrt[3]{\varnothing_m}=1{,}3\cdot 3{,}38=4{,}394\ \ \mu m,$$

$$J_{max}=8{,}778\ \mu m \simeq 9\ \mu m,$$

$$9=26-(+17)=J_{max} \rightarrow \varnothing 45\ \ H7/n7.$$

În același mod se utilizează tabelul 3.17, pentru toate dimensiunile (1...500) mm, în funcție de cele trei preferințe și mai ales în funcție de precizia de montaj reclamată de principiile funcționale, cărora trebuie să le răspundă asamblarea respectivă. *În tab. 3.17, sunt redate formulele de calcul originale ale autorului (Tab. B).*

2 Se impune caracteristica maximă majoritară:

2.1. $J_{max}>S_{max}$ ..... se impune J_{max},

2.2. $S_{max}>J_{max}$ ..... se impune S_{max}.

În această situație fiind dată caracteristica, aceasta nedecurgând din formula excentricității ca și în cazul 1, se procedează direct prin aplicarea formulelor: $J_{max}>S_{max} \rightarrow a_i<0$; $J_{max}=A_s-(-a_i)$, $S_{max}>J_{max} \rightarrow a_i>0$; $S_{max}=a_s-A_i$; $A_i=0$; $S_{max}=a_s$, dar $a_s=a_i+IT_x$, deci $S_{max}=a_i+IT_x$. Cele două formule conduc la „cheia" utilizării abacei TAB. B:

$$\boxed{J_{max}=\text{Val. chenar I}-(-\text{Val. chenar II})}.$$

$$\boxed{S_{max}=\text{Val. chenar I}+(+\text{Val. chenar II})}.$$

Exemple:

– la diametrul ∅=15 mm; $J_{max}>S_{max}$; ($a_i<0$), se impune $J_{max}=18$ μm:

$$18 \simeq 11-(-6) \rightarrow \text{deci ajustajul } \varnothing 15\ \ H6/j7.$$

– la diametrul ∅15mm; $J_{max} \simeq S_{max}$ (deci $a_i \simeq 0$), se impune un joc maxim $J_{max}=11$ μm.

$$11=11-0 \rightarrow \text{deci ajustajul } \varnothing 15\ \ H6/k6.$$

– La diametrul ∅=15 mm; $J_{max}<S_{max}$; ($a_i>0$), se impune $S_{max}=16$ μm.

$$16=7+8 \rightarrow \text{deci ajustajul } \varnothing 15\ \ H5/m5.$$

Scanned with OKEN Scanner

– La diametrul ∅=15 mm; $S_{max} \simeq J_{max}$, $a_i \simeq 0$ (a_i=0+ε), se impune S_{max}=6 μm:

$$6=5+1 \rightarrow \text{deci ajustajul } \varnothing 15\ H4/k4.$$

(clasele de precizie pentru „mecanică fină" sunt de la 1 în sus).

3 Se impune caracteristica maximă majoritară şi toleranţa ajustajului (sau σ).

Datele problemei câştigă în informaţie prin specificarea toleranţei ajustajului, sau a lui σ, sau 6σ.

$$T_{aj}=6\sigma;\ \sigma=T_{aj}/6.$$

Problema va prezenta următoarele aserţiuni preliminarii:

$$T_{aj}=T_D+T_d=IT_{xD}+IT_{xd},$$

în care pentru simplificare, $IT_{xD}=IT_{xd}=IT_x$, deci:

$$T_{aj}=6\sigma=2IT_x;\ IT_x=\frac{T_{aj}}{2}=\frac{6\sigma}{2}=3\sigma,$$

valoarea care înlocuită în formulele „cheie", va simplifica operaţiunea de identificare a felului ajustajului, iar clasa de precizie se va determina direct din mărimea IT_x care este „dată" de problemă:

$$J_{max}=A_s-a_i=IT_x-a_i \text{ iar,}$$

$$S_{max}=a_s-A_i;\ A_i=0;\ a_s=IT_x+a_i \text{ deci } S_{max}=IT_x+a_i.$$

– Să se proiecteze ajustajul intermediar cu ∅ 90 mm; J_{max}=50 μm şi T_{aj}=70 μm.

$$J_{max}=A_s-a_i=IT_x-a_i;\ J_{max}>S_{max} \rightarrow a_i<0,$$

$$50=\frac{T_{aj}}{2}-(-a_i);\qquad 50=35-(-15).$$

Pentru IT_x=35 μm din TAB. B clasa de precizie 7, iar pentru a_i=–15 μm, arborele este j7, deci ajustajul va fi: ∅90 H7/j7.

– Să se determine ajustajul intermediar cu ∅=85 mm; J_{max}=33 μm şi σ=7,33 μm.

Deoarece s-a dat J_{max}, se deduce $J_{max} > S_{max}$ şi $a_i < 0$. Formula de calcul va fi:

$$J_{max}=A_s-(-a_i)=IT_x-(-a_i)$$

IT_x=3σ=3·7,33=22 μm, deci: 33=22–(–9). Pentru IT_x=22 μm=$IT6$, deci simbolul ajustajului va fi H6, iar pentru a_i=–9, arborele este j6, deci ajustajul va fi: ∅85 H6/j6.

– Să se proiecteze ajustajul intermediar cu ∅=95 mm; J_{max}=24 μm şi 6σ=30 μm.

$6\sigma=T_{aj}=2IT_x$; IT_x=3σ=15μm, deci: 24=15–(–9).

Pentru ITx=15 μm=IT_5, simbolul alezajului va fi H5, iar pentru a_i=–9 μm simbolul arborelui va fi j5. Ajustajul va fi: ∅95 H5/j5.

Scanned with OKEN Scanner

– Să se proiecteze ajustajul intermediar cu ∅=87 mm; S_{max}=35 μm și T_{aj}=44 μm.

$$S_{max}=IT_x+a_i,$$

$$35=\frac{T_{aj}}{2}+a_i; \qquad 35=22+15,$$

în care T_{aj}=22 μm corespunde la *IT*6 deci simbolul alezajului va fi H6, iar cel al arborelui este m6. Ajustajul va fi: ∅87 H6/m6.

– Să se proiecteze ajustajul intermediar cu ∅=90 mm; $J_{max} \simeq S_{max}$=22 μm (valoarea toleranței ajustajului se poate deduce din: $T_{ajJ/S}=J_{max}+S_{max}$=44 μm), iar a_i=0.

$$J_{\max}=\frac{T_{aj}}{2}+0=22-0=22 \ \ \mu m.$$

$$S_{\max}=\frac{T_{aj}}{2}+0=22+0=22 \ \ \mu m.$$

Ambele valori ale caracteristicilor de asamblare arată precizia 6, simbolul alezajului fiind deci H6, iar arborele va avea simbolul k, ajustajul proiectat: ∅90 H6/k6.

[4] Caz în care se impune % caracteristicii maxime majoritare și toleranța ajustajului (sau σ).

În cazul în care $J_{max}>S_{max}$, deci $\%J>\%S$, se va impune $\%J$ și toleranța ajustajului:

$$\%J=(\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3))\cdot 100=(0{,}5+\varnothing(z_3))\cdot 100,$$

$$\frac{\%J}{100}=0{,}5+\varnothing(z_3); \qquad \varnothing(z_3)=\frac{\%J}{100}-0{,}5.$$

Se calculează $\varnothing(z_3)$ pentru care corespunde un z_3 (tab. 3.15).

Dar

$$z_3=\frac{x_3}{\sigma}=\frac{x_3}{\frac{T_{aj}}{6}}=\frac{6x_3}{T_{aj}},$$

$x_3=\frac{T_{aj}\cdot z_3}{6}$, valoarea care se calculează, și se determină:

$$J_{\max}=3\sigma+x_3=\frac{T_{aj}}{2}+x_3;$$

cunoscând J_{max} și T_{aj}, se procedează ca în cazul anterior [3].

$$J_{\max}=\frac{T_{aj}}{2}-(-a_i).$$

Același raționament se aplică și în cazul în care $S_{max}>J_{max}$, când se impune $\%S$ și toleranța ajustajului.

Scanned with OKEN Scanner

$$\%S=(\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3))\cdot 100=(0{,}5+\varnothing(z_3))\cdot 100,$$

$$\frac{\%S}{100}=0{,}5+\varnothing(z_3);\qquad \varnothing(z_3)=\frac{\%S}{100}-0{,}5.$$

Se calculează $\varnothing(z_3)$, pentru care corespunde un z_3 (tab. 3.15). Dar

$$z_3=\frac{x_3}{\sigma}=\frac{x_3}{\frac{T_{aj}}{6}}=\frac{6x_3}{T_{aj}},$$

$x_3=\frac{T_{aj}\cdot z_3}{6}$, valoarea care se calculează, și se determină:

$$S_{\max}=3\sigma+x_3=\frac{T_{aj}}{2}+x_3;$$

Cunoscând S_{max} și T_{aj} se procedează ca în cazul anterior [3].

$$S_{\max}=\frac{T_{aj}}{2}+a_i.$$

– Pentru $\varnothing$=260 mm, se impune o asamblare cu ~93%J și o toleranță de ajustaj $T_{J/S}$=100 μm.

$\varnothing(z_3)=\frac{93}{100}-0{,}5=0{,}43$, pentru $\varnothing(z_3)$=0,43, din tab. 3.15, rezultă:

$$z_3=1{,}5;\quad x_3=\frac{100\cdot 1{,}5}{6}=25\ \mu m;$$

$$J_{max}=3\sigma+x_3=50+25=75\ \mu m,$$

75 ≃ 52–(–26): ajustajul va fi: $\varnothing$260 H7/j7.

Proba: Să se determine % de jocuri și % de strângeri pentru $T_{aj(JS)}=J_{max}+S_{max}$, valori care se determină din abaterile celor două câmpuri de toleranță a pieselor (vezi TAB. B); Abaterile justajului $\varnothing$260 H7/J7:

$$A_i=0;\ A_s=+52\ \mu m;\ a_i=-26\ \mu m;\ a_s=+26\ \mu m.$$

$$J_{max}=52-(-26)=78\ \mu m;\ S_{max}=26-0=26\ \mu m.$$

$$T_{aj(J/S)}=78+26=104\ \mu m.$$

$$\%J=\left(\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3)\right)\cdot 100;\qquad z_3=\frac{x_3}{\sigma}=\frac{J_{\max}-3\sigma}{\frac{T_{aj}}{6}}=\frac{(78-52)6}{104}=1{,}5;$$

pentru z_3=1,5 în tab. 3.15:

$$\varnothing(z_3)=0{,}4332,\ \text{deci}\ \%J=(0{,}5+0{,}4332)\cdot 100=93{,}32\%,$$

(în problemă s-a propus %J=93, iar toleranța ajustajului ≃ 100μm).

În cazul în care $S_{max}>J_{max}$ se impune %S, și toleranța ajustajului.

Scanned with OKEN Scanner

– Pentru ∅260 mm, se impune o asamblare cu ~90%S, iar o toleranţă a ajustajului $T_{J/S}$=100 µm.

$\varnothing(z_3)=\frac{90}{100}-0{,}5=0{,}4$, pentru $\varnothing(z_3)$=0,4, din tab. 3.15 rezultă:

$$x_3=\frac{100\cdot 1{,}3}{6}=21{,}66\simeq 22 \ \mu m.$$

$$S_{max}=3\sigma+x_3=50+22=72 \ \mu m,$$

72=52+20; ajustajul va fi ∅260 H7/m7.

În cazul în care $J_{max} \simeq S_{max}$; %J=%S=50%, problema se simplifică deoarece valorile J_{max} şi S_{max} decurg din toleranţa ajustajului, care este „dată" de problemă.

– Pentru ∅260 mm, se impune o asamblare cu 50%J (şi 50%S implicit) cu o toleranţă a ajustajului de $T_{J/S}$=100 µm.

$$T_{aj.J/S}=100 \ \mu m=S_{max}+J_{max},$$

$$J_{max}=50 \ \mu m; \ S_{max}=50 \ \mu m,$$

50=52+0; ajustajul va fi ∅260 H7/k7,

care are abaterile: A_i=0; A_s=52 µm; a_i=0; a_s=52 µm, din care rezultă egalitatea celor două caracteristici maxime majoritare, precum şi participarea egal procentuală a caracteristicilor de asamblare:

$$J_{max}=52-0=S_{max}=52-0=52; \ \%J=50; \ \%S=50.$$

În tabelul 3.20, sunt tratate în manieră sinoptică, exemplele anterioare de la punctele 2, 3 şi 4. În antet, este redată (numai) fracţiunea de limite de interval (18...24) mm din TAB. B, care interesează exemplele tratate pentru ∅N=20 mm. În subsolul antetului, apare „schema cheie", între datele problemei şi parametrii standardizaţi. Se deduc formulele de bază:

J_{max}=Val. I–Val. II şi S_{max}=Val. I+Val. II,

unde I şi II reprezintă cele două chenare, şi anume: chenar I, toleranţa fundamentală IT_x, şi chenar II, abaterea fundamentală a_i. Calculele analitice se referă la cazurile anterior menţionate 2, 3 şi 4.

Formulele din tabelul 3.17, au fost stabilite de autor, prin deducţie matematică din valorile formulelor de bază *ISO* (abaterile minime). Acestea sunt expuse în cap. 2, unde pentru ajustajele cu joc este valabilă formula a_S=?, pentru ajustajele cu strângere, formula a_i=?, iau pentru ajustajele intermediare a_i=?.

S-au prezentat mai sus câteva exemple de rezolvare ale problemei proiectării ajustajelor intermediare. Se expun în continuare diverse alte exemple:

1. Să se proiecteze ajustajul la o roată dinţată montată cu pană pe arborele unei cutii de viteză, cota nominală fiind ∅=70 mm.

Montajul se cere a fi făcut uşor cu forţe mici, asigurându-se o precizie satisfăcătoare de montaj.

Rezolvare: Din tabelul 3.17, se consideră familia a doua, preferinţa I.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru ∅=(1...80) mm, relaţia de calcul a excentricităţii $e_{max}=3\sqrt[3]{\varnothing_m}$.

$$\varnothing_m=\sqrt{50}\cdot\sqrt{80}=63{,}24 \text{ mm}$$

$$e_{max}=3\sqrt[3]{63}\simeq 12 \text{ µm}$$

$$J_{max}=2e_{max}=2\cdot 12=24 \text{ µm}$$

De la relaţiile fundamentale, $J_{max}=A_s-a_i$ şi făcând legătura cu TAB. B, se deduce:

$$24=19-(-7),$$

conducând la ajustajul $\varnothing 70\frac{H6}{j6}$, care are abaterile: $A_i=0$; $A_s=19$ µm; $a_i=-7$ µm; $a_s=+12$ µm.

Caracteristicile de asamblare ale ajustajului:

$$J_{max}=A_s-a_i=19+7=26 \text{ µm}$$

$$S_{max}=a_s-A_i=12-0=12 \text{ µm}$$

$$T_{aj}=J_{max}+S_{max}=26+12=38 \text{ µm}$$

2. Să se proiecteze ajustajul intermediar care are cota nominală ∅=110 mm, care să asigure o precizie mare de montaj, piesele urmând a fi prelucrate cu mare precizie.

Rezolvare: Din tabelul (3.17) se alege familia a III-a, preferinţa a doua, unde:

$$e_{max}=1{,}4\sqrt[3]{\varnothing_m}$$

$$\varnothing_m=\sqrt{80}\cdot\sqrt{120}=97{,}97 \text{ mm}$$

$$e_{max}=1{,}4\sqrt[3]{98}=6{,}45 \text{ µm}$$

$$J_{max}=2e_{max}\simeq 13 \text{ µm}$$

Utilizând TAB. B, se obţine:

$$13\simeq 15-(+3)$$

conducând la ajustajul $\varnothing 110\frac{H5}{k5}$, care are abaterile:

$$A_i=0;\ A_s=15 \text{ µm};\ a_i=+3 \text{ µm};\ a_s=+18 \text{ µm}.$$

Caracteristicile extreme de asamblare ale ajustajului sunt:

$$J_{max}=A_s-a_i=15-3=12 \text{ µm}$$

$$S_{max}=a_s-A_i=18-0=18 \text{ µm}$$

$$T_{aj}=J_{max}+S_{max}=12+18=30 \text{ µm}.$$

3. Să se proiecteze ajustajul cu cota nominală ∅95mm, care să poată fi uşor montat, cu o precizie de montaj satisfăcătoare şi o precizie de prelucrare a pieselor de asemenea satisfăcătoare.

Scanned with OKEN Scanner

Rezolvare: Se alege din tabelul (3.17) familia a doua, preferința a treia.

$$e_{max} = 5\sqrt[3]{\varnothing_m} + \frac{\sqrt{\varnothing_m}}{2,5}$$

$$\varnothing_m = \sqrt{80 \cdot 120} = 97,97 \text{ mm}$$

$$e_{max}=27 \text{ µm}; \; J_{max}=2e_{max}=54 \text{ µm}:$$

54=35–(–15), ajustajul ales fiind $\varnothing 95 \frac{H7}{j7}$, cu abaterile:

$$A_i=0; \; A_s=35 \text{ µm}; \; a_i=-15 \text{ µm}; \; a_s=+20 \text{ µm}.$$

Caracteristicile de asamblare:

$$J_{max}=A_s-a_i=35+15=50 \text{ µm}$$

$$S_{max}=a_s-A_i=20-0=20 \text{ µm}$$

$$T_{aj}=J_{max}+S_{max}=50+20=70 \text{ µm}.$$

4. Să se proiecteze ajustajul care are cota nominală ∅=50 mm; $J_{max}>S_{max}$, impunându-se $J_{max}=20$ µm.

Rezolvare: $J_{max}=A_s-(-a_i)$

Din TAB. B, rezultă:

$$20 \simeq 16-(-5)$$

rezultând ajustajul $\varnothing 50 \frac{H6}{j6}$, cu abaterile:

$$A_i=0; \; A_s=16 \text{ µm}; \; a_i=-5 \text{ µm}; \; a_s=+11 \text{ µm}$$

și caracteristicile extreme de asamblare:

$$J_{max}=A_s-a_i=16+5=21 \text{ µm}$$

$$S_{max}=a_s-A_i=11-0=11 \text{ µm}$$

$$T_{aj}=J_{max}+S_{max}=21+11=32 \text{ µm}.$$

5. Să se proiecteze ajustajul cu cota nominală ∅=145 mm; $J_{max}>S_{max}$, impunându-se $J_{max}=60$ µm și cunoscând $T_{aj}=82$ µm.

Rezolvare: În ipoteza simplificatoare $IT_{xD} = IT_{xd} = \frac{T_{aj}}{2}$, cunoscând T_{aj}= =82 µm, rezultă

$$IT_{xD}=ITxd=ITx=41 \text{ µm}$$

Din TAB. B, se obține corespunzător clasa a 7-a de precizie $J_{max}=60 \simeq 40-(-18)$ obținând ajustajul $\varnothing 145 \frac{H7}{j7}$.

Acest ajustaj are abaterile:

$$A_i=0; \; A_s=+40 \text{ µm}; \; a_i=-18 \text{ µm}; \; a_s=+22 \text{ µm}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Caracteristicile extreme de asamblare sunt:

$$J_{max}=40+18=58\ \mu m$$
$$S_{max}=22-0=22\ \mu m$$
$$T_{aj}=J_{max}+S_{max}=58+22=80\ \mu m.$$

6. Să se proiecteze ajustajul care are cota nominală $\varnothing$=105 mm; $S_{max}>J_{max}$, strângerea maximă impusă fiind S_{max}=44 μm.

Rezolvare: Utilizând TAB. B și cunoscând S_{max}=44 μm. Se obține:

$$44 \simeq 22+23,$$

obținându-se ajustajul $\varnothing 105\frac{H6}{n6}$, cu abaterile:

$$A_i=0;\ A_s=+22\ \mu m;\ a_i=+23\ \mu m;\ a_s=+45\ \mu m.$$

Caracteristicile de asamblare extreme:

$$S_{max}=a_s-A_i=45-0=45\ \mu m$$
$$J_{max}=A_s-a_i=22-23=-1\ \mu m$$
$$-J_{max}=+S_{min}=+1\ \mu m,$$

ajustajul este cu strângere:

$$T_{aj}=S_{max}-S_{min}=45-1=44\ \mu m.$$

7. Să se proiecteze în sistem arbore unitar ajustajul intermediar care are cota nominală $\varnothing$=70 mm; $S_{max}>J_{max}$, cunoscând T_{aj}=60 μm și impunându-se S_{max}=40 μm.

Rezolvare: Din TAB. B, și cunoscând $IT_x=\frac{T_{aj}}{2}=30\mu m$ rezultă: $40 \simeq 30+11$ ajustajul ales fiind $\varnothing 70\frac{H7}{m7}$. Transformat în sistemul cu arbore unitar ajustajul devine $\varnothing 70\frac{M7}{h7}$, care are abaterile:

$$a_s=0;\ a_i=-30\ \mu m;\ A_s=+11\ \mu m;\ A_i=41\ \mu m$$

și caracteristicile extreme de asamblare:

$$S_{max}=0-(-41)=41\ \mu m$$
$$J_{max}=-11-(-30)=19\ \mu m$$
$$T_{aj}=J_{max}+S_{max}=41+19=60\ \mu m.$$

8. Să se proiecteze ajustajul intermediar cu cota nominală $\varnothing$=85 mm, căruia i se impune procentual caracteristica maximă majoritară 90%J, cunoscând toleranța ajustajului T_{aj}=70 μm.

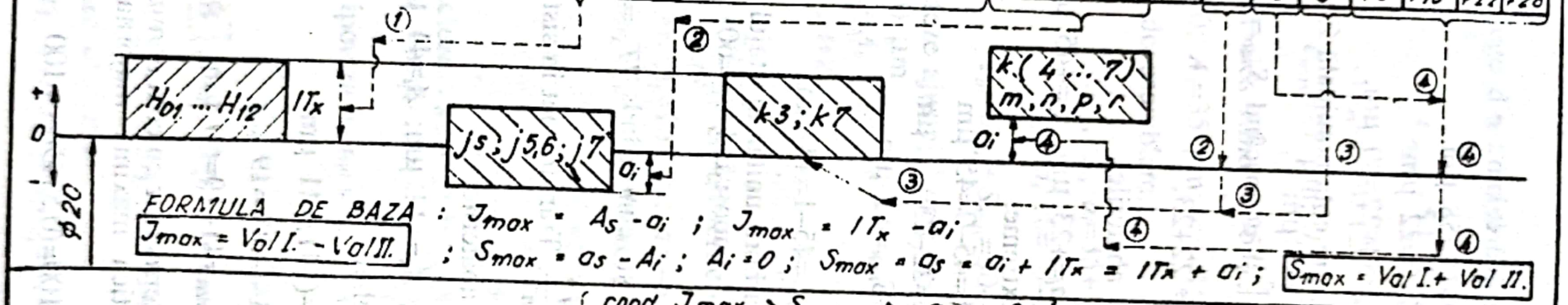
Rezolvare: $\%J=(\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3))\cdot 100=(0,5+\varnothing(z_3))\cdot 100$

Scanned with OKEN Scanner

PROIECTAREA AJUSTAJELOR INTERMEDIARE

H!

		I. Toleranțe fundamentale ITx (μm)														II. Abateri fundamentale arbori (μm)									
	Simbol	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	js	j	j	j	k	k	k	m	n	p	r
	Precizia	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1...12	5,6	7	8	3	4...7	7	1...12	1...12	1...12	1...12
ϕ	> 18 ... 24	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210		-4	-8	-	0	+2	0	+8	+15	+22	+28



FORMULA DE BAZA : $J_{max} = A_S - a_i$; $J_{max} = IT_x - a_i$

$J_{max} = Val\ I. - Val\ II.$; $S_{max} = a_s - A_i$; $A_i = 0$; $S_{max} = a_s = a_i + IT_x = IT_x + a_i$; $S_{max} = Val\ I. + Val\ II.$

① Se dă : $\phi = 20$; $J_{max} = 29\ \mu m$: { cond $J_{max} > S_{max} \rightarrow a_i < 0$ (deci ajustajul va fi J);

② $29 = 21 - (-8) \Rightarrow \phi 20\ H7/j7$

① Se dă : $\phi 20$; S_{max} . {Cond $S_{max} > J_{max} \rightarrow a_i > 0$ (ajust. poate fi : k (4 ... 7) (m , n , p ...)

③ ① Se dă : $\phi 20$; $J_{max} = 29\ \mu m$ și $T_{aj} = 42\ \mu m$ { $29 = 21 - (-8) \Rightarrow \phi\ 20\ H7/j7$

① Se dă $\phi 20$; $S_{max} = 29\ \mu m$ și $T_{aj} = 42\ \mu m$ { $29 = 21 + 8 \Rightarrow \phi\ 20\ H7/m7$

④ ① Se dă $\phi 20$; % J = 87 ; $T_{aj} = 42\ \mu m$ { $87 = [\phi(z_1) + \phi(z_3)] \cdot 100$; $87/100 - 0,5 = \phi(z_3) = 0,37 \rightarrow z_3 = 1,13$

$6\sigma = 42$; $\sigma = 42/6 = 7\ \mu m$; $z_3 = x_3/\sigma$; $x_3 = z_3\sigma = 1,13 \cdot 7 = 7,91 \approx 8\ \mu m$; $J_{max} = -2\sigma + x_3 = 21 + 8 = 29\ \mu m$

$J_{max} = A_S - a_i$; $29 = 21 - (-8)$; $J_{max} > S_{max} \rightarrow a_i < 0$

$\Rightarrow \phi 20 H7/j7$

① Se dă $\phi 20$; % S = 87 ; $T_{aj} = 42\ \mu m \rightarrow \sigma = 7\ \mu m$; $x_3 = z_3\sigma = 7,91 \approx 8$; $S_{max} = 3\sigma + x_3 = 21 + 8 = 29$; $29 = 21 + 8$ } $\phi 20 H7/m7$

$$\frac{90}{100}=0,5+\varnothing(z_3), \quad \text{deci} \quad \varnothing(z_3)=0,4$$

Din tabel, rezultă corespunzător z_3=1,3.

$$x_3=z_3\cdot\sigma=1,3\cdot\frac{70}{6}=15 \ \mu m.$$

$$J_{max}=3\sigma+x_3=\frac{70}{2}+15=50 \ \mu m$$

Cunoscând J_{max}=50 μm şi având impus $IT_x=\frac{T_{aj}}{2}=35\mu m$, din TAB. B., se obţine: 50=35+15, ajustajul ales fiind $\varnothing 85\frac{H7}{j7}$, cu abaterile:

$$A_i=0; \ A_s=+35 \ \mu m; \ a_i=-15 \ \mu m; \ a_s=+20 \ \mu m$$

şi caracteristicile de asamblare:

$$J_{max}=50 \ \mu m$$

$$S_{max}=20 \ \mu m$$

$$T_{aj}=J_{max}+S_{max}70 \ \mu m.$$

La ajustajele intermediare, specificul reglării maşinilor unelte care concurează la realizarea pieselor provoacă (ca şi în cazurile ajustajelor cu joc şi a celor cu strângere), toleranţe posibile şi/sau practice, care determină apariţia a două fenomene:

a) micşorarea câmpurilor de toleranţă (regresia lor), şi creşterea spontană a preciziei de prelucrare (progresia ei), fenomen întâlnit şi la grupele de ajustaj cu joc şi la cele cu strângere, *şi în plus:*

b) denaturarea caracterului ajustajului, prin aceia că, apare o deviere procentuală şi valorică a caracteristicilor impuse prin proiectare.

Din fig. 3.57 rezultă următoarele:

– La prelucrarea prin reglare automată a maşinilor unelte a unui ajustaj ∅20 H7/j7, prin proiectare s-a urmărit a se obţine 87%J. Conform dinamicii regresiei mărimii câmpurilor de toleranţă:

$$\underset{①}{T_{ajJ/S}} > \underset{②}{T_{ajtpJ/S}} > \underset{③}{T_{ajpposJ/S}} > \underset{④}{T_{ajpJ/S}},$$

se comite o deviere a ajustajului înspre creşterea procentuală de jocuri, de la poziţia ①, la poziţia ④, în mod progresiv, de la 87%J (poz. ①), la 95%J (poz. ②), la 97%J (poz. ③) şi la 100%J (poz. ④).

– La prelucrarea prin reglare manuală a maşinilor unelte, datorită regresiei valorilor câmpurilor de toleranţă, de la poz. ① la poz. ④, apare o scădere drastică a procentului de jocuri în favoarea procentului de strângeri, de la 87%J (poz. ①), la 99,3%S (poz. ②), urmând poz. ③ şi poz. ④ care posedă 100%S, *valoarea* strângerii crescând de la poz. ③ la poz. ④.

Scanned with OKEN Scanner

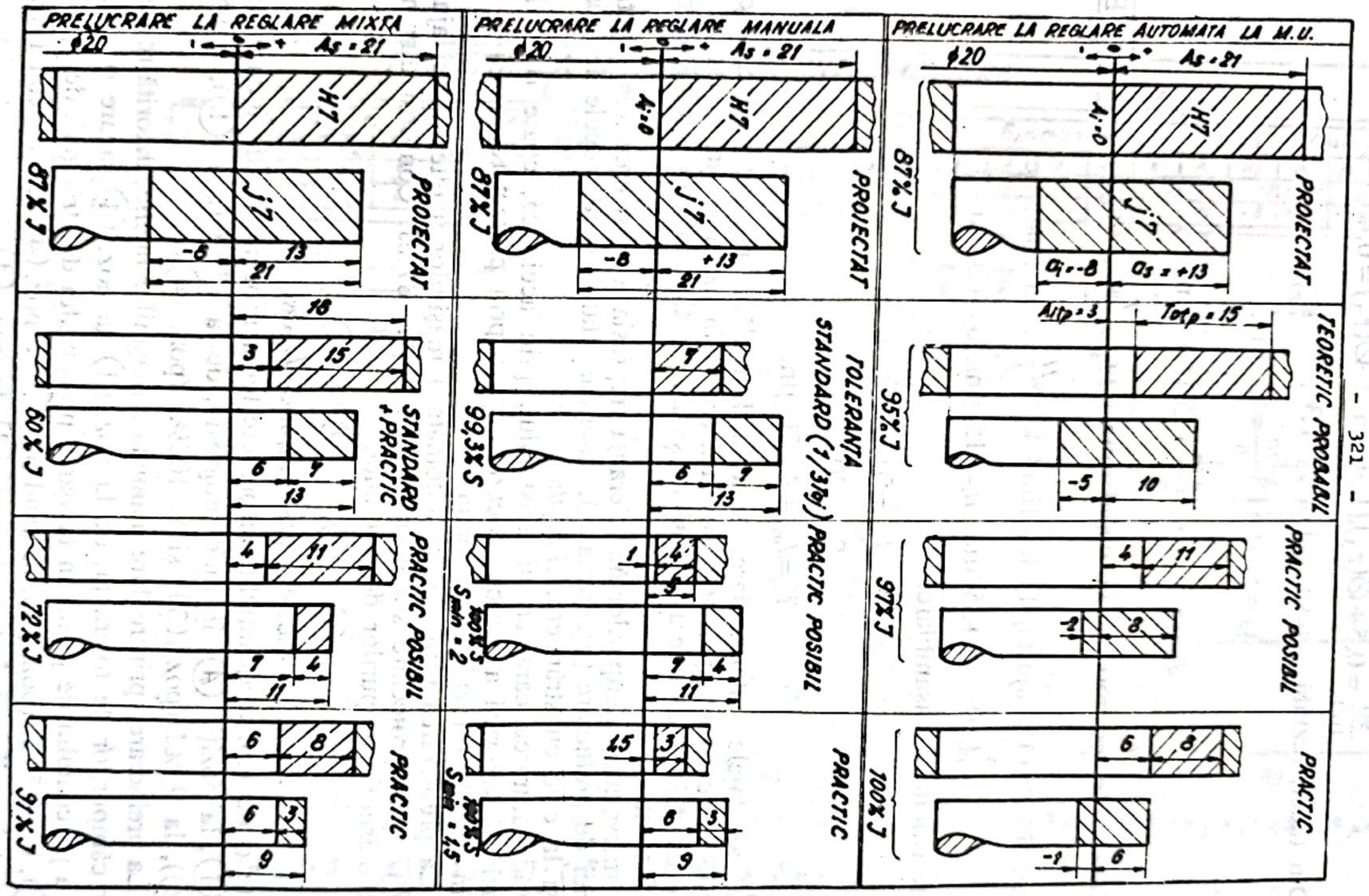


Fig. 3.57. Ajustajul Ø20 H7/j7 prelucrat (a), (m), (mx) în ipostazele practice și/sau probabile (anamorfic și anavaloric)

Scanned with OKEN Scanner

– La prelucrarea prin reglare mixtă a maşinilor unelte, apare o variaţie de-a dreptul bizară, şi anume de la 87%J (poz. ①) la 60%J (poz. ②), la 72%J (poz. ③), şi la 91%J (poz. ④). *Este bineânţeles obligatorie aplicarea unei corecţii apriorice (la proiectare), în scopul reaşezării ajustajului în funcţie de natura reglării maşinilor unelte.* Aceasta asigură realizarea procentelor scontate referitoare la caracteristica ajustajului proiectat.

Corecţia ajustajelor intermediare

În figurile 3.58, 3.60 şi 3.62, sunt redate variaţiile câmpurilor de toleranţă şi calculul analitic al corecţiei la prelucrările prin reglare ⓐ, ⓜ şi respectiv ⓜⓧ, *în condiţii de proiectare, în baza unor aserţiuni preliminarii* (figurile sunt anamorfozate şi anavalorice)

În figurile 3.59 3.61 şi 3.63, sunt redate variaţiile câmpurilor de toleranţă şi calculul analitic al corecţiei la prelucrările prin reglare ⓐ, ⓜ respectiv ⓜⓧ, *în condiţii practice realizate după prelucrarea şi măsurarea pieselor* (figurile sunt anamorfozate şi anavalorice).

a) Se impune caracteristica de asamblare maximă majoritară, cealaltă fiind indiferentă.

a1) $S_{max}>J_{max}$ ... se impune S_{max},

a2) $J_{max}>S_{max}$ ... se impune J_{max}.

Cel de-al treilea caz virtual "a3" care ar presupune impunerea simultană a celor două caracteristici maxime de asamblare (S_{max} şi J_{max}) ar putea crea împrejurarea în care ajustajul care satisface valorile impuse, să nu fie cuprins în tabelele valorilor standardizate. În unele situaţii cu acordarea unor aproximaţii, se pot satisface şi condiţiile de la punctul a3.

b) Se impune toleranţa ajustajului şi $\%J$ sau $\%S$.

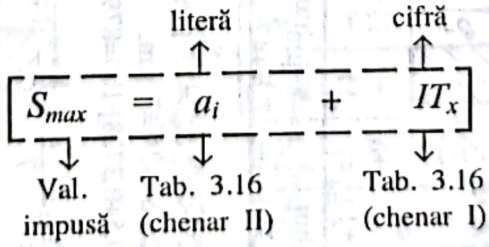
a1) Se impune strângerea maximă (în cazul unor ajustaje care urmează să asigure asamblări foarte precise, cu montare fără dificultăţi, forţa de montare este redusă, în cazul unor solicitări statice mari, sau cele dinamice mici, când demontarea se face în mod excepţional).

$S_{max}> J_{max}$, se impune deci:

$$S_{max}=a_s-A_i=a_s-0=a_i+IT_x$$

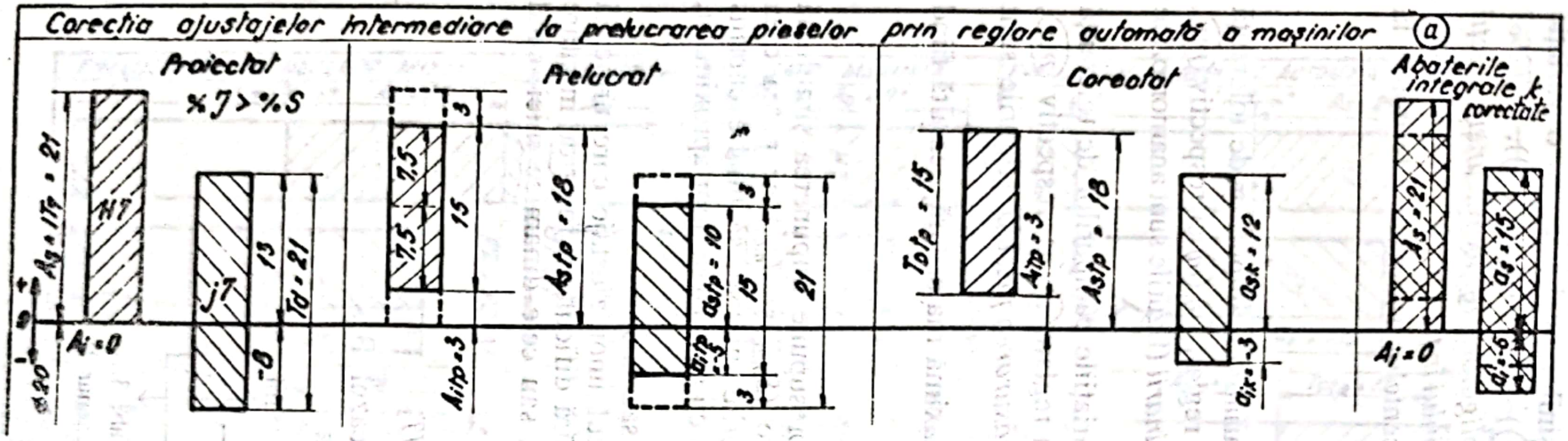
(formulă stabilită şi la ajustajele cu strângere, cazul B).

Din tabelul 3.16 se stabileşte aproximaţia:



Se parcurg următoarele faze: a1.1 şi a1.2

Scanned with OKEN Scanner



$A_i=0$; $A_s=+21$ μm,
$a_s=+13$ μm; $a_i=-8$ μm,
$T_D=T_d=21$ μm; $T_{aj}=+42$ μm,

$J_{max}=29$ μm; $S_{max}=13$ μm,
$6\sigma=42$; $\sigma=42/6=7$ μm,
$\%J=[0{,}5+0{,}3728]\cdot 100=87\%$,

$$z_3=\frac{x_3}{\sigma}=\frac{29-21}{7}=\frac{8}{7}=1{,}1428,$$

$\varnothing(z_3)=0{,}3728$.

$$T_{tpaj}=\sqrt{21^2+21^2}=29{,}6984\,\mu m\approx 30\,\mu m,$$

$$T_{tpD}=T_{tpd}=\frac{30}{2}=15\,\mu m;\quad \sigma_{tp}=\frac{30}{6}=5\,\mu m;$$

$$A_{itp}=A_i+\frac{T_D-T_{Dtp}}{2}=0+\frac{21-15}{2}=+3\ \mu m,$$

$$A_{stp}=A_s-\frac{T_D-T_{Dtp}}{2}=21-\frac{21-15}{2}=+18\ \mu m,$$

$a_{stp}=a_s-3=13-3=+10$ μm,
$a_{itp}=a_i+3=-8+3=-5$ μm,
$J_{max}=18-(-5)=23$ μm; $S_{max}=10-3=7$ μm,
$\%J=[0{,}5+0{,}4452]\cdot 100=94{,}52\%\approx 95\%$:

$$z_3=\frac{x_3}{\sigma}=\frac{23-15}{5}=\frac{8}{5}=1{,}6;\quad \varnothing(z_3)=0{,}4452.$$

95% > 87%. ⟹ CORECȚIA

Se impune %J=87; σ=5 μm,
$87\%=[\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3)]\cdot 100$

$$\frac{87}{100}-0{,}5=\varnothing(z_3);\quad \varnothing(z_3)=0{,}37,$$

pt. $\varnothing(z_3)=0{,}37\rightarrow z_3=1{,}13$:

$$z_3=\frac{x_3}{\sigma};\quad x_3=1{,}13\times 5=5{,}65\approx 6\,\mu m,$$

$J_{max}=3\sigma+x_3=21$ μm,
$J_{max}=A_{stp}-a_{ik}$,
$21=18-(-3)$

$a_{ik}=-3$ μm; din $T_{dtp}=15$ μm,
$T_{dtp}=a_{sk}-a_{ik}$; $15=a_{sk}-(-3)$,
$a_{sk}=12$ μm cu $J_{max}=A_{stp}-a_{ik}=18-(-3)$,
$J_{max}=21$ μm; $S_{max}=12-3=9$ μm; σ=5,
$\%J=[0{,}5+0{,}38]\cdot 100=88\%$:

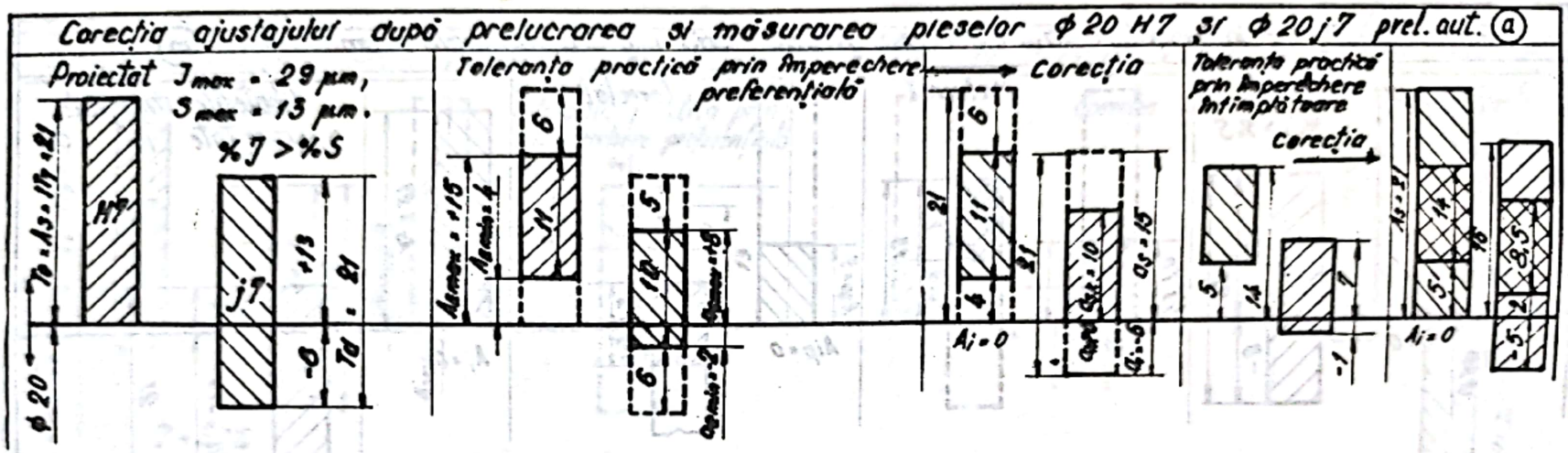
$$z_3=\frac{x_3}{\sigma}=\frac{21-15}{5}=\frac{6}{5}=1{,}2,$$

$z_3=1{,}2\rightarrow\varnothing(z_3)=0{,}3843$,
$88\%\approx 87\%$ (diferența este de la $x_3=5{,}6\approx 6$)

$a_{sk}=a_s-3$ μm,
$a_s=a_{sk}+3$ μm,
$a_s=12+3=15$ μm.
și
$a_{ik}=a_i+3$ μm,
$a_i=a_{ik}-3$ μm,
$a_i=-3-3=-6$ μm.

Fig. 3.58

Scanned with OKEN Scanner



J=87%
T_{aj}=42=6σ; σ=7 μm,

Nr. crt.	A_E μm	a_E μm	J μm	S μm
1	+10	−1	11	−
2	+4	+9	−	13
⋮	etc.	⋮	⋮	⋮
		a_{Emin} −2		
				S_{max} 2
	A_{Emax} +15			
			J_{max} 15	
	A_{Emin} +4			
		a_{Emax} +8		
n				

$J_{maxpp}=A_{Emax}-a_{Emin}$,
J_{maxpp}=15−(−2)=17 μm,
$S_{maxpp}=a_{Emax}-A_{Emin}$,
S_{maxpp}=8−4=4 μm,
$T_{Dp}=A_{smax}-A_{imin}$,
T_{Dp}=15−4=11 μm,
$T_{dp}=a_{smax}-a_{imin}$,
T_{dp}=8−(−2)=10 μm.
$T_{aj}=T_{Dp}+T_{dp}$=11+10=21=
$J_{maxpp}+S_{maxpp}$=17+4=21μm,
6σ=21μm, σ=21/6=3,5μm,
%J=[0,5+0,47]·100=97%:

$$z_3=\frac{x_3}{\sigma}=\frac{17-10,5}{3,5}=$$

$$=\frac{6,5}{3,5}=1,857,$$

Ø(z_3)=0,467≈0,47; 97>87.
CORECȚIA

$$\frac{87}{100}-0,5=Ø(z_3)=0,37,$$

z_3=1,13; $x_3=\sigma\cdot z_3$,
x_3=1,13·3,5=4 μm,
J_{max}=4+10,5=14,5 μm,
J_{max}=15 μm.
15=15±0 deci,
a_{ik}=0; a_{sk}=10 μm,

Abaterile vor fi:
A_i=0; A_s=21 μm,
$T_d=a_{sk}-a_{ik}$,
$21=a_{sk}-a_{ik}$,
a_{sk}=+21μm,
a_i=−6μm; a_s=+15μm,

J_{max}=14−(−1)=15 μm,
S_{max}=7−5=2 μm,
$T_{aj}=T_D+T_d$,
$T_D=T_d$=8,5 μm,
6σ=17; σ=2,83.
%J=[0,5+0,49]·100

$$z_3=\frac{15-8,5}{2,83}=2,29,$$

Ø(z_3)=0,489≈0,49.
J=99%
99>87.

CORECȚIA:
Ø(z_3)=0,37,
z_3=1,13.
x_3=1,13x2,83=3,2 μm,
J_{max}=8,5+3,2,
J_{max}=11,7=12 μm.

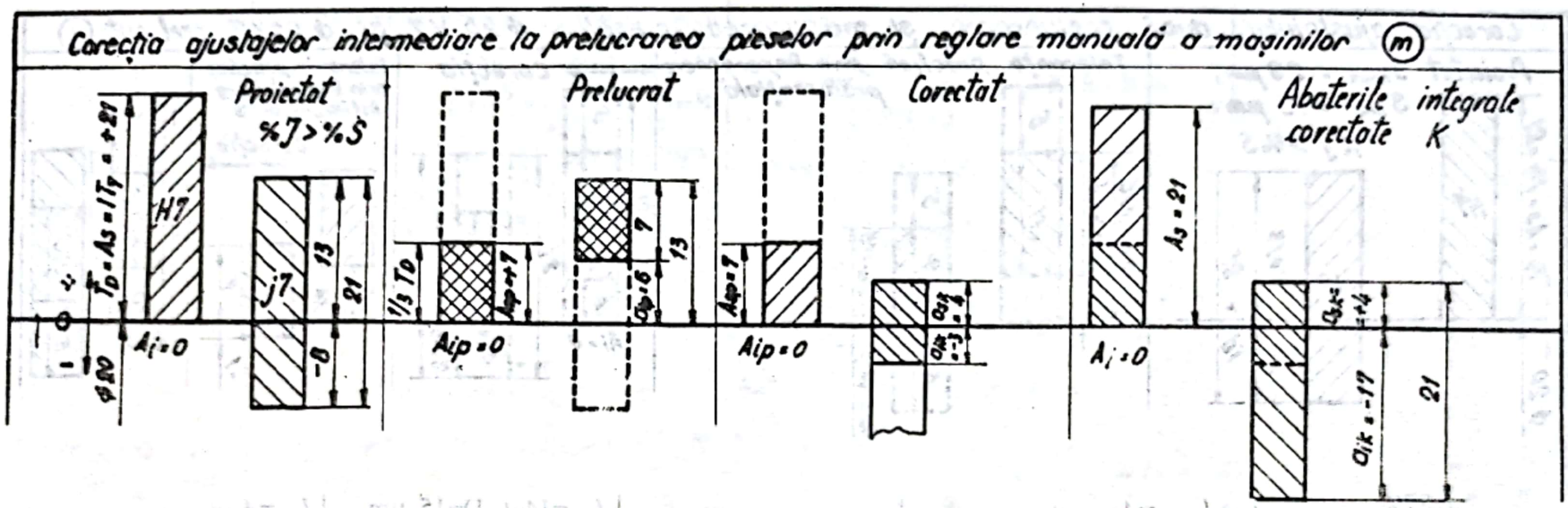
$J_{max}=A_s-a_i$,
12=14−(+2).
ai_k=12 μm,
din
T_d=8,5=a_s-a_i,
8,5=a_s−2.
a_{sk}=10,5 μm,
T_d proiectat=21 μm,
21−10,5=10,5,
10,5/2=5,25≈ 5 μm,

A_i=0,
A_s=+21 μm,
a_i=−5 μm,
a_s=+16 μm

Fig. 3.59

Scanned with OKEN Scanner

Scanned with OKEN Scanner



$A_i=0$; $A_s=+21$,
$a_i=-8$; $a_s=+13$,
$\sigma=7$ µm; $J_{max}=29$ µm,
$S_{max}=13$ µm,

%J=87%
(vezi corecția la p.a)

$A_{ip}=0$; $A_{sp}=+7$,
$a_{sp}=+13$; $a_{ip}=+6$,
$S_{max}=13-0=13$ µm,
$J_{max}=7-6=1$ µm,
$T_{ajp}=14=7+7=13+1$,
$6\sigma=14$; $\sigma=14/6=2{,}333$ µm,
$\%S=[0{,}5+0{,}4953]\cdot 100=99{,}53\%$

$$z_3=\frac{13-7}{2{,}33}=2{,}57,$$

$\varnothing(z_3)=0{,}4953$,
deci se obțin:
99,53%S
în loc de 87%J
CORECȚIA ⟹

Se impune 87%J
Nu 99,53%S,
și:

$$\frac{87}{100}-0{,}5=\varnothing(z_3),$$

$\varnothing(z_3)=0{,}37\rightarrow z_3=1{,}13$,

$z_3=\frac{x_3}{\sigma}$; $x_3=1{,}13\times 2{,}33$,
$x_3=2{,}633$; $J_{max}=3\sigma+2{,}633$,
$J_{max}=7+2{,}633=9{,}633\approx 10$ µm,
$J_{max}=A_{sp}-a_{ik}$,
$10=7-(-3)\rightarrow a_{ik}=-3$ µm,
din $T_{dk}=a_{sk}-a_{ik}$;
$7=a_{sk}-(-3)$; $a_{sk}=+4$ µm.

Care realizează în ansamblu mai multe jocuri, însă prelucrat la 1/3 (T_D+T_I) realizează 87%J

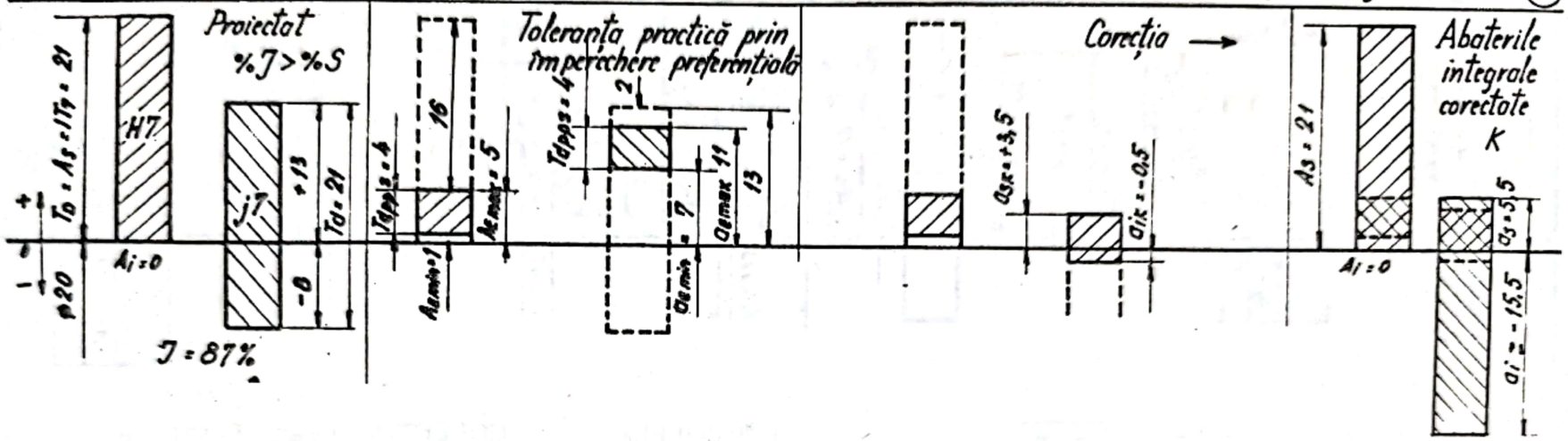
$A_i=0$; $A_s=21$ µm;

$a_s=+4$ µm; $a_i=-17$ µm.

Fig. 3.60

Fig.

Corecția ajustajului după prelucrarea și măsurarea pieselor la ϕ 20 H7 ; ϕ 20 j7 reglare manuală (m)



J=87%

Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	J µm	S µm
1	4	9		5
2	3	7		4
3	2	8		6
⋮				
		a_{emax} +11		
				S_{maxp} pos=10
	A_{smin} +1			
		a_{Emin} +7		
				S_{minp} pos=2
	a_{Emax} +5			

$S_{max}=10=a_s-A_i$; $S_{min}=2=a_i-A_s$,
$T_s=S_{max}-S_{min}=10-2=8=T_D+T_d$
pt $T_D=T_d=8/2=4$ µm
$S_{max}=T_d+S_{min}+T_D$; $10=4+2+4$,
%S=100; CORECȚIA $\Longrightarrow$
$T_{aj}=6\sigma=8$; $\sigma=8/6=1{,}333$ µm.

%J=87%,
$\%J=[\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3)]\cdot 100$,

$\frac{\%J}{100}-\varnothing(z_1)=\varnothing(z_3)$; $\varnothing(z_1)=0{,}5$,

$\frac{87}{100}-0{,}5=\varnothing(z_3)$; $\varnothing(z_3)=0{,}37$; $z_3=1{,}13$,

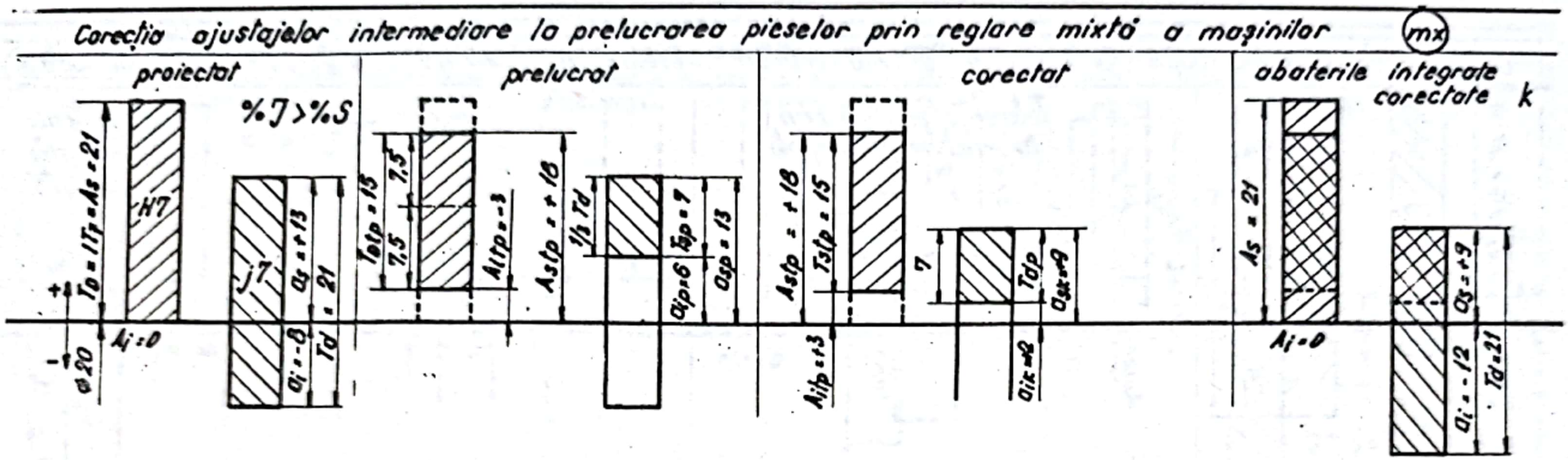
$x_3=\sigma z_3=1{,}333\text{x}1{,}13$; $x_3=1{,}5$ µm.
$J_{max}=3\sigma+x_3=4+1{,}5=5{,}5$ µm,
$J_{max}=A_s-a_{ik}$; $5{,}5=5-(-0{,}5)$.
$a_{ik}=-0{,}5$ µm; $a_{sk}=3{,}5$ µm,
$\%J=[0{,}5+\varnothing(z_3)]\cdot 100=0{,}87\cdot 100$; %J=87%
$A_i=+1$; $A_s=+5$; $a_{ik}=-0{,}5$; $a_{sk}=+3{,}5$ µm,
$J_{max}=5+0{,}5=5{,}5$; $S_{max}=3{,}5-1=2{,}5$ µm,
$z_3=x_3/\sigma=(J_{max}-3\sigma)\sigma=(5{,}5-4)1{,}33=$
$=1{,}5/1{,}33=1{,}12\rightarrow\varnothing(z_3)=0{,}368\approx 0{,}37$.

$A_i=0$; $A_s=21$ µm;
$a_s=+5{,}5$; $a_i=-15{,}5$ µm;
$a_s\approx 5$ µm; $a_i\approx -16$ µm.

Fig. 3.61

Scanned with OKEN Scanner

Scanned with OKEN Scanner



A_i=0; A_s=+21 μm;
a_s=+13 μm; a_i=–8 μm;
T_D=T_d=21 μm.
J_{max}=29 μm; S_{max}=13 μm.
T_{aj}=T_D+T_d=21+21=J_{max}+S_{max}=
=29+13=42 μm,
6σ=42; σ=42/6=7 μm.
%J=[Ø(z_1)+Ø(z_3)]·100
Ø(z_1)=0,5

$$z_3=\frac{x_3}{\sigma}=\frac{J_{max}-3\sigma}{\sigma},$$

Ex:
%J=(0,5+0,37286)·100=87%,

$$z_3=\frac{29-21}{7}=\frac{8}{7}=1{,}1428,$$

Ø(z_3)=0,37286,
Deci: J=87%.

$$T_{tpaj}=\sqrt{T_D^2+T_d^2},$$

$$T_{tpaj}=\sqrt{21^2+21^2}=29{,}698\ \mu m,$$

T_{tpaj}=30 μm.
T_{tpaj}=30=T_D+T_d; T_D=15 μm.

$$A_{itp}=A_i+\frac{T_D+T_{Dtp}}{2},$$

$$A_{stp}=A_s-\frac{T_D-T_{Dtp}}{2}.$$

$$A_{itp}=0+\frac{21-15}{2}=+3\ \mu m$$

A_{stp}=21–3=+18 μm,
a_{sp}=+13 μm; a_{ip}=+6 μm.
J_{max}=18–6=12 μm; S_{max}=13–3=10 μm
T_D=15 μm; T_d=7 μm; T_{aj}=6σ=22 μm
σ=22/6=3,66 μm,
J=[0,5+0,1]·100=60%;

$$z_3=\frac{x_3}{\sigma}=\frac{12-11}{3{,}66}=\frac{1}{3{,}66}=0{,}273,$$

Ø(z_3)=0,10642, CORECȚIA
60<87.
%J=[Ø(z_1)+Ø(z_3)]·100; Ø(z_1)=0,5

$$\frac{\%J}{100}-0{,}5=\text{Ø}(z_3);\ \text{Se impune:}$$

$$\%J=87;\ \frac{87}{100}-0{,}5=\text{Ø}(z_3),$$

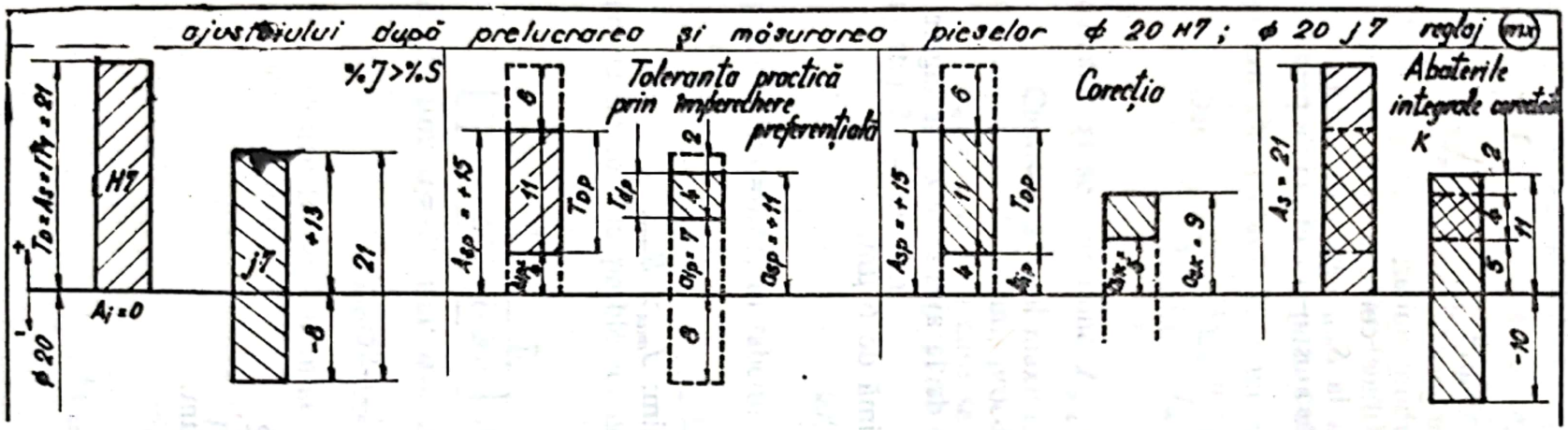
Ø(z_3)=0,37 → z_3=1,13 μm,

$$z_3=\frac{x_3}{\sigma};\ x_3=\sigma\cdot z_3=3{,}66\times 1{,}13=4{,}758.$$

x_3≈5 μm; J_{max}=3σ+z_3;
J_{max}=11+5=16 μm,
J_{max}=A_s–a_{ik}; 16=18–(+2),
a_{ik}=+2μm; din T_d=a_{sk}–a_{ik};
7=a_{sk}–(+2) μm; a_{sk}=+9 μm;
J=87%.

A_i=0; A_s=+21 μm;
a_s=+9 μm; a_i=–12 μm.

Fig. 3.62



$J=87\%$

Nr. crt.	A_E µm	a_E µm	J µm	S µm
1	+10	9	1	–
2	+4	7	–	3
⋮	⋮	–		

$S_{maxppos}=11-4=7$ µm

$J_{maxppos}=15-7=8$ µm

a_{Emax} +11; A_{Emax} +15; a_{Emin} +7; A_{Emax} +4

$J_{maxpp}=8$ µm; $S_{maxpp}=7$ µm,
$T_{Dp}=11$ µm, $T_{dp}=4$ µm.
$T_{paj}=T_{Dp}+T_{dp}=11+4=15$ µm,
$T_{paj}=J_{maxp}+S_{maxp}=8+7=15$ µm
$6\sigma=15$ µm, $\sigma=15/6=2,5$ µm.
$\%J=[\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3)]\cdot 100$
$\%J=(0,5+0,07926)=50,08$

$$z_3=\frac{x_3}{\sigma}=\frac{J_{max}-3\sigma}{\sigma}=\frac{8-7,5}{2,5}=0,2,$$

$z_3=0,2 \rightarrow \varnothing(z_3)=0,07926,$
$J=50,08\%$; $50,08<87$.
CORECȚIA $\Longrightarrow$

$\%J=[\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3)]\cdot 100$

$$\frac{\%J}{100}=\left[0,5+\varnothing\left(z_3\right)\right],$$

$$\frac{\%J}{100}-0,5=\varnothing\left(z_3\right);$$

$$\frac{87}{100}-0,5=\varnothing\left(z_3\right)=0,37.$$

$z_3=0,13$; $z_3=x_3/\sigma$,
$x_3=\sigma\cdot z_3=2,5\text{x}1,13=2,825$ µm,
$J_{max}=3\sigma+x_3=7,5+2,825$,
$J_{max}=10,325$ µm ≈ 10 µm.
$J_{max}=A_s-a_{ik}$,
$10=15-(+5)$; $a_{ik}=5$ µm.
din $T_d=a_{sk}-a_{ik}$,
$4=x-a_{ik}$; $a_{sk}=4+5=9$ µm.
%J=87

Abaterile finale integrale
$A_i=0$; $A_s=+21$ µm,
$a_s=+11$ µm; $a_i=-10$ µm;
cu:
$J_{max}=15-5=10$ µm,
$S_{max}=9-4=5$ µm,
$T_{aj}=T_s+T_d=11+4=15$ µm,
$T_{aj}=J_{max}+S_{max}=15$ µm.
$6\sigma=15$; $\sigma=15/6=2,5$ µm,
$\%J=[\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3)]\cdot 100$
$\%J=(0,5+0,35)\cdot 100=85\%$,

$$z_3=\frac{x_3}{\sigma}=\frac{J_{max}-3\sigma}{\sigma},$$

$$z_3=\frac{10-7,5}{2,5}=1,$$

$\varnothing(z_3)=0,35$.

Fig. 3.63

Scanned with OKEN Scanner

Determinarea felului de ajustaj și a clasei de precizie.

Odată stabilit simbolul se procedează la:

a1.3. Determinarea abaterilor;

a1.4. Determinarea caracteristicilor de asamblare;

a1.5. Calculul procentului de jocuri și strângeri;

a1.6. Transformarea din alezaj unitar în arbore unitar;

a1.7. Trecerea abaterilor pe desen. (Nu se face corecția la R și nici la t deoarece sunt fixate F*; nu se face verificarea la S_{max} care este mică).

Exemplu: a1.1 și a1.2, determinarea felului de ajustaj și a clasei de precizie pentru: ∅=15mm, se impune S_{max}=16μm.

Din tabelul 3.16, se stabilește condiția:

$$\left[\underset{\substack{\downarrow\\ \text{impusă.}}}{16} \simeq \overset{\substack{m\\ \uparrow}}{7} + \overset{\substack{5\\ \uparrow}}{8}\right]: \text{ deci } \varnothing 15\frac{H5}{m5},$$

a1.3. A_i=0; A_s=8 μm; a_i=7 μm; a_s=15 μm.

a1.4. S_{max}=15 μm; $J_{max}=A_s-a_i$=8–7=1 μm.

a1.6. Transformarea se face identic cu cea de la ajustajele cu strângere.

a1.7. Vezi fig. 1.6.

– Pentru ∅15, se impune o strângere maximă de 6 μm.

$$\left[6 = \overset{\substack{k\\ \uparrow}}{1} + \overset{\substack{4\\ \uparrow}}{5}\right], \text{ deci } \varnothing 15\frac{H4}{k4},$$

A_i=0; A_s=5 μm; a_i=1 μm; a_s=6 μm.

a2) În cazul în care se impune jocul maxim: $J_{max} > S_{max}$,

– pentru ∅15 mm: J_{max}=18 μm.

$$\left[J_{max} \simeq \underset{\substack{\downarrow\\ \text{Tab. 3.16}\\ \text{(chenar I)}}}{\overset{\substack{\text{cifra}\\ \uparrow}}{IT_x}} - \underset{\substack{\downarrow\\ \text{Tab. 3.16}\\ \text{(chenar II)}}}{\overset{\substack{\text{literă}\\ \uparrow}}{a_i}}\right],$$

deci:

$$\left[18 \simeq \overset{\substack{6\\ \uparrow}}{11} - \overset{\substack{j7\\ \uparrow}}{(-6)}\right], \text{ deci ajustajul } \varnothing 15\frac{H6}{j7},$$

A_i=0; A_s=11 μm; a_s=18–6=12 μm; a_i=–6 μm.

– pentru ∅15: J_{max}=10 μm

$$\left[10 \simeq \overset{\substack{7\\ \uparrow}}{18} - \overset{\substack{m\\ \uparrow}}{7}\right], \text{ deci ajustajul } \varnothing 15\frac{H7}{m7},$$

A_i=0; A_s=18 μm; a_i=7 μm; a_s=25 μm.

b) Cazul în care se impune toleranța ajustajului și %J sau %S:

Se impune procentual caracteristica majoritară:

b1) $J_{max} > S_{max}$, deci %J > %S, se va impune deci %J, și toleranța ajustajului ($T_{(js)}$).

$$\%J=(\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3))\cdot 100=(0{,}5+\varnothing(z_3))\cdot 100,$$

de unde $\varnothing(z_3)=\frac{\%J}{100}-0{,}5$, care se calculează și se consultă tabelul 3.15, în care pentru $\varnothing(z_3)$ corespunde un anumit z_3.

Dar $z_3=\frac{x_3}{\sigma}=\frac{x_3}{\frac{T_{aj}}{6}}=\frac{6\cdot x_3}{T_{aj}}$ de unde: $x_3=\frac{T_{aj}\cdot z_3}{6}$, valoarea care se calculează, și se determină $J_{max}=3\sigma+x_3=\frac{T_{aj}}{2}+x_3$.

Cunoscând jocul maxim, ne găsim în fața exemplului de la cazul "a" când s-a impus jocul maxim, procedându-se:

$J_{max}=IT_x-a_i$, din care se determină ajustajul.

Exemplu: pentru ∅260 se impune o asamblare cu ≈93%J, și toleranță de ajustaj $T_{(j;s)}$=100 μm:

$$\varnothing(z_3)=\frac{93}{100}-0{,}5=0{,}43;$$

pentru $\varnothing(z_3)$=0,43, în tabelul 3.17, rezultă

$$z_3=1{,}5; \qquad x_3=\frac{100\cdot 1{,}5}{6}=25\mu m; \qquad J_{max}=50+25=75\ \mu m;$$

ne găsim în fața problemei de la punctul "a" când s-a impus J_{max}:

$$\left[\overline{75}\ \simeq\ \overset{7}{\overset{\uparrow}{\overline{52}}}\ -\ \overset{j}{\overset{\uparrow}{\overline{(-26)}}}\right]$$

deci ajustajul va fi $\varnothing 260\frac{H7}{j7}$, cu abaterile: A_i=0; A_s=52 μm; a_i=–26 μm; a_s=+26 μm.

$$J_{max}=52-(-26)=78\ \mu m;\quad S_{max}=26-0=26\ \mu m.$$

Proba: Să se determine % de jocuri și % de strângeri pentru ajustajul cu abaterile de mai sus:

$$T_{(j,s)}=78+26=104\ \mu m;$$

$$\%J=(\varnothing(z_1)+\varnothing(z_3))\cdot 100.$$

$$z_3=\frac{x_3}{\sigma}=\frac{J_{max}-3\sigma}{\frac{T_{aj}}{6}}=\frac{(78-52)\cdot 6}{T_{aj}}=1{,}5,$$

Scanned with OKEN Scanner

pentru z_3=1,5, în tabelul 3.17: $\varnothing(z_3)$=0,4332, deci $\%J$=(0,5+0,4332)·100=93,32%, deci ce s-a propus ($\%J \simeq 93\%$, iar toleranţa ajustajului Taj $\simeq$ 100 μm).

Problema se pune în mod similar şi în cazul strângerii maxime majoritare.

a1.6. Transformarea din sistemul cu alezaj unitar în sistemul cu arbore unitar (fig. 3.64) din care rezultă:

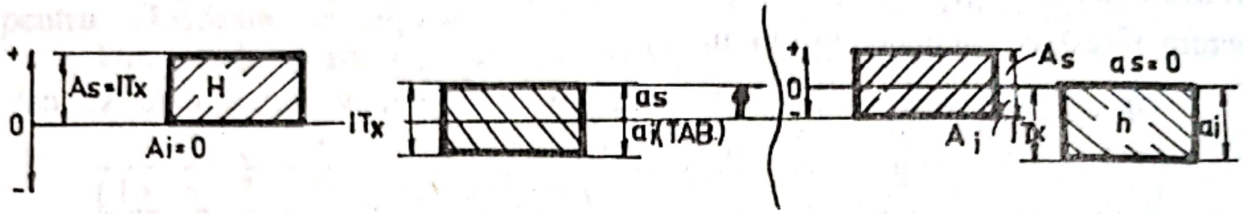


Fig. 3.64. Transformarea din alezaj unitar în arbore unitar

a_s=0; $-a_i=IT_x$; $A_i=-a_s$ (de la alezaj unitar); $A_s=IT_x+A_i$.

La ajustajul de mai sus $\varnothing 270\frac{J7}{h7}$:

a_s=0; a_i=–52 μm; A_i=–26 μm; A_s=52+(–26)=+26 μm.

Aserţiunile preliminarii decurgând din aplicaţii ale calculului probabilităţilor asupra mărimilor întâmplătoare, oferă criterii decisive de predicţie, referitoare la conduita spontană de distribuţie a abaterilor efective, în intervalul domeniului de dispersie admisibil. În general, se obţine o curbă de distribuţie normală, care însă poartă amprenta unor factori acompaniatori naturii prelucrării. Aceştia provoacă perturbaţii atât asupra extensiei curbei în abscisă ($\sigma_p < \sigma_l$)*, cât şi asupra poziţiei medii aritmetice a abaterilor întâmplătoare aparente ($\overline{x}_D > \overline{x}_{DE}$) şi ($\overline{x}_d < \overline{x}_{dE}$)**.

Relaţia (*) confirmă tendinţa de aglomerare centripetă, iar relaţiile (**) dovedesc tendinţa de orientare centrifugă a abaterilor. Cele două fenomene sunt confirmate în continuare, printr-un experiment practic la ajustajul H7/j7. În tabelul 3.21 se prezintă valorile parametrilor aferenţi pentru cazurile prelucrării I) prin reglarea automată a maşinilor unelte, şi II) prin reglarea manuală. În fig. 3.65 sunt reprezentate schemele de principiu (simplificate şi anamorfozate ale celor cinci ajustaje (1+2; 1+3; 1+4; 1+5; 1+6). Fiecare câmp de toleranţă a fost sectorizat la nivelele A, B, C şi D. Prin marcarea distanţelor dintre literele de acelaşi nume, se obţin liniile de cotă specifice caracteristicilor de asamblare Dublajul de litere corespunde următoarelor caracteristici:

A⇄A: valorilor teoretice stabilite prin proiectare (A_M: Jocul maxim A_m: J_{min});

Scanned with OKEN Scanner

B ⇄ B: valorilor teoretice probabile (t_p), (B_M: Jocul maxim t_p; B_m: Jocul minim t_p);

C ⇄ C: valorilor practice posibile (p.pos), (C_M: $J_{maxp.pos}$; C_m: $J_{minp.pos}$);

D ⇄ D: valorilor practice (p), (D_M: J_{maxp}; D_m: J_{minp}).

Pentru restul ajustajelor s-a aplicat procedeul similar. Apare evident efectul de deplasare centripet, care micşorează treptat extensia în abscisă a curbelor de distribuţie.

În fig. 3.65 II sunt deasemenea cuprinse cele cinci ajustaje, având specificul deplasării abaterilor prin efect centrifug. Aceasta se datoreşte prelucrării prin reglare manuală a maşinilor unelte, abaterile tinzând să se aglomereze către dimensiunile pieselor de către partea de "maximum de material". Contrar motivelor invocate pe parcursul expunerii în prezenta lucrare, autorul acceptă prescripţiile din literatură, conform cărora, maximumul curbei de distribuţie se află la 1/3 T_D şi 1/3 T_d, din spre începutul câmpului de toleranţă. Ca şi cazul precedent, domeniile de dispersie au fost sectorizate şi notate literal, cu A, B, C, D, E, F. Distanţele dintre literele de acelaşi nume corespund următorilor parametrii.

A ⇄ A: toleranţe teoretice stabilite prin proiectare;

B ⇄ B: toleranţe teoretice probabile (T_{tp});

C ⇄ C: toleranţe standard (T_{st});

D ⇄ D: toleranţa standard, teoretică probabilă (T_{sTtp});

E ⇄ E: toleranţa practic posibilă ($T_{p.pos}$)

F ⇄ F: toleranţa practică (T_p).

Apare evident efectul de deplasare centrifug, care alterează condiţia impusă teoretic asupra raportului dimensiunilor de contact a ajustajului. Din valorile din tabel, rezultă consecinţele celor două efecte (Tab. 3.21).

Statutul sentenţial condiţionat, decurgând din definiţia de bază, care califică o dimensiune "bună" prin aceea că dimensiunile extreme admisibile de vor situa la poziţia limitrofă a domeniului de dispersie considerat oportun (optim), este o condiţie necesară, dar deosebit de inconsistent suficientă. Investigaţiile cu caracter de aserţiuni preliminarii, urmate de studii analitice şi coroborate cu date efective dobândite în urma unor experimente de laborator, şi mai ales conjugate cu rezultatele multiple ce decurg din experimente industriale, dovedesc o atitudine preferenţială de repartiţie şi distribuţie a valorilor efective. Astfel în realitatea decurgând din condiţiile practice, apar fenomene migratorii, tendinţe de repartiţii preferenţiale etc. Abaterile se menţin în domeniul admisibil al variaţiilor prescrise apriori prin proiectare (deci sunt piese bune). Se manifestă însă, legităţi imuabile ale condiţiei predilecţiei de distribuţie. O valoare este:

– *bună (ideal) când*: $V_{max} > V_E > V_{min}$, în care (se repetă condiţia "ideal"): $V_{max}-V_E=V_E-V_{min}$.

– *bună practic când*: $V_{max} \geq V_E \geq V_{min}$, în care condiţie, valorile efective (V_E) sunt repartizate după curba normală de distribuţie

– *bună realizată practic când*: $V_{max}-V_{NA} > V_E > V_{min}+V_{NA}$, adică s-a realizat o reducere a extensiei în abscisă în care V_{NA} reprezintă valoarea neacoperită a toleranţei teoretice de către cea obţinută practic.

$$6\sigma_t=V_{max}-V_{min};\ 6\sigma_p=V_{max}-V_{NA}-(V_{min}+V_{NA})$$

Scanned with OKEN Scanner

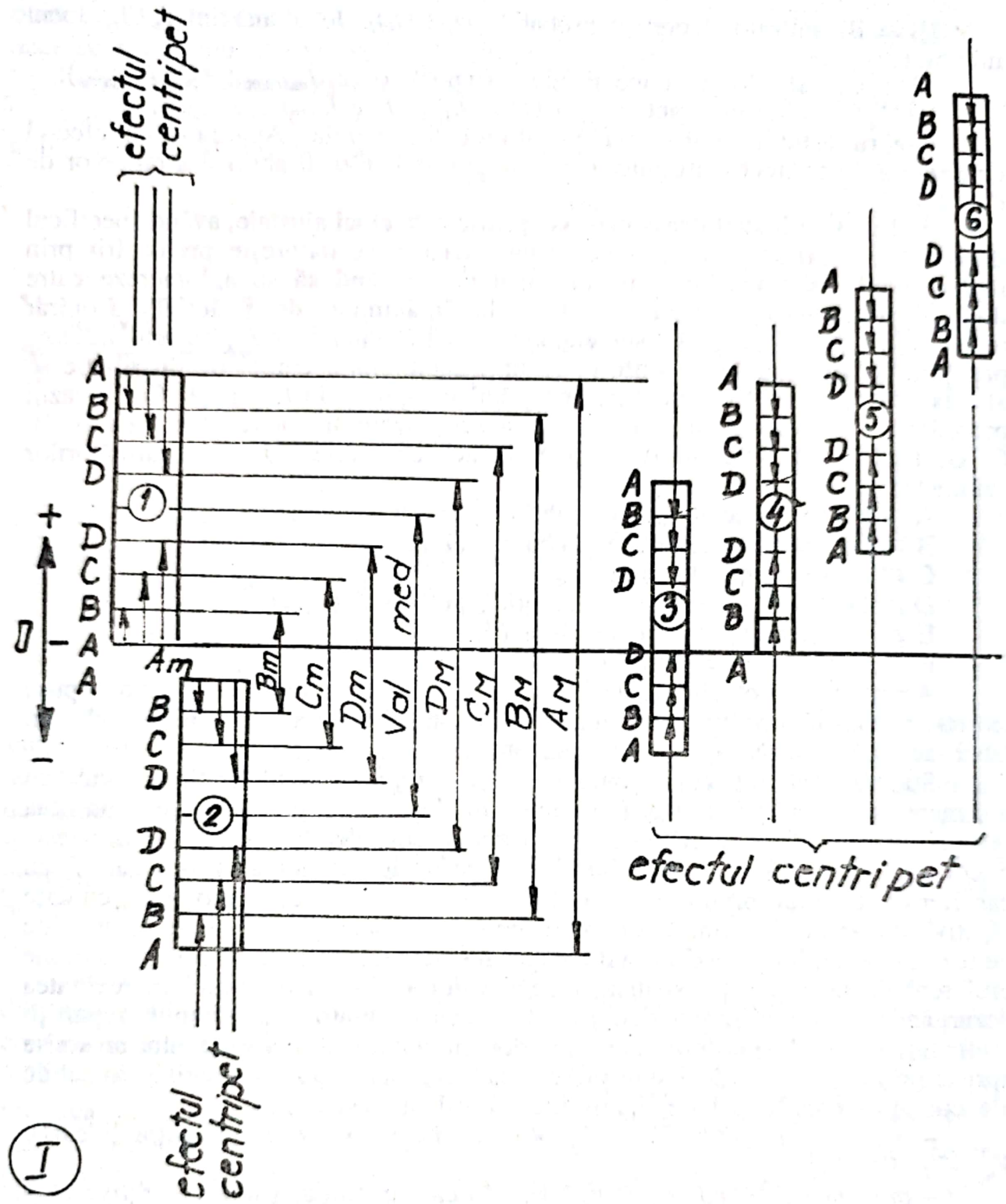


Fig. 3.65 I. Schemele de principiu ale celor cinci ajustaje prelucrate prin reglare automată.

Scanned with OKEN Scanner

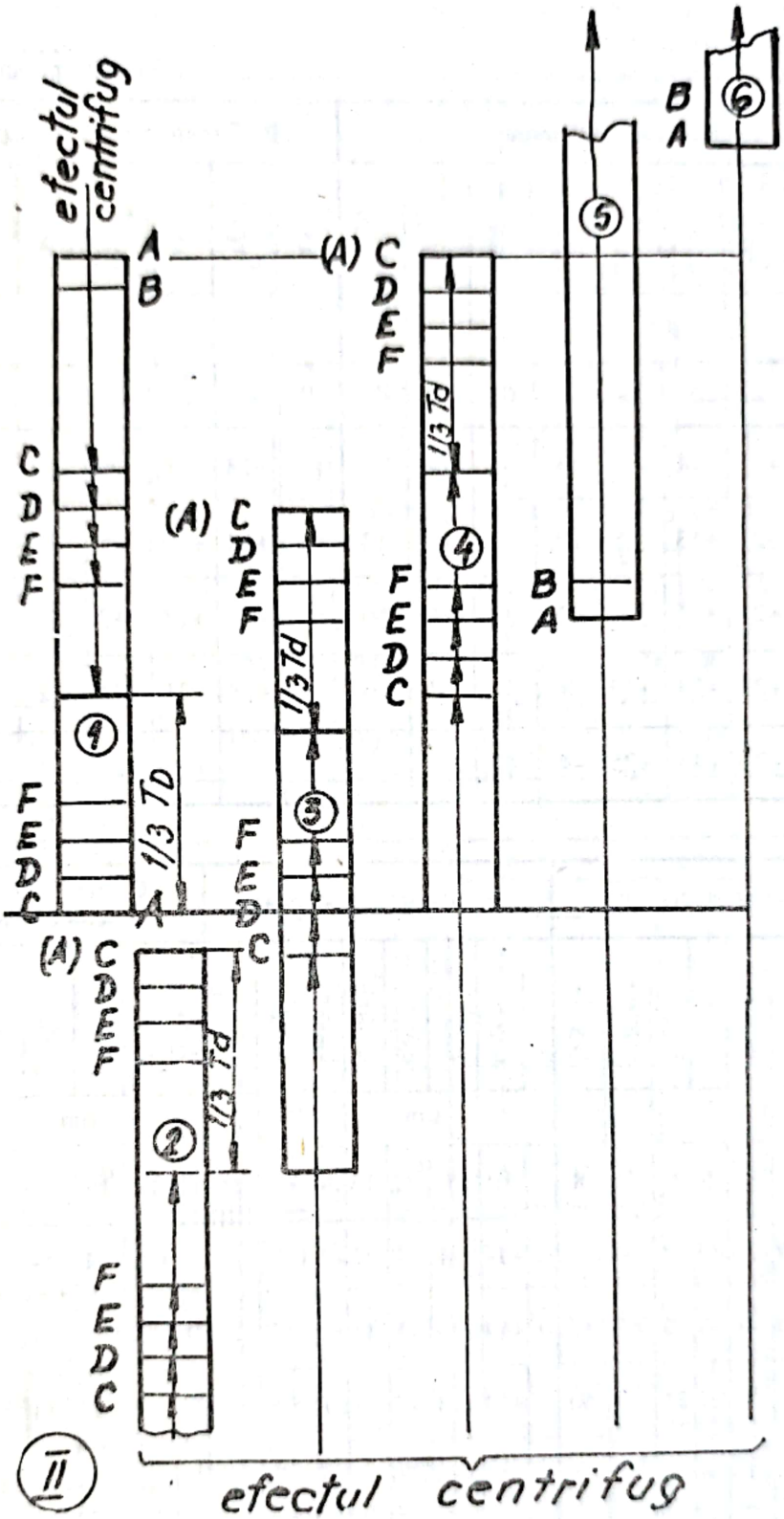


Fig. 3.65 II. Schemele de principiu a celor cinci ajustaje prelucrate prin reglare manuală.

Scanned with OKEN Scanner

Valorile parametrilor aferenți

Chenar	A: Parametrii teoretici								B: Parametrii teoretici probabili							
Para-metrii / din fig. ajustaje	E_i	E_s	e_s	e_i	J_{max}	S_{max}	%J	%S	E_{itp}	E_{stp}	e_{stp}	e_{itp}	J_{maxtp}	S_{maxtp}	$\%J_{tp}$	$\%S_{tp}$
	μm								μm							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1+2	0	+21	–4	–25	46	–4	100	–	+3	+18	–7	–22	40	–10	100	–
1+3	0	+21	+13	–8	29	13	87	13	+3	+18	+10	–5	23	7	94,5	5,5
1+4	0	+21	+21	0	21	21	50	50	+3	+18	+18	+3	15	15	50	50
1+5	0	+21	+34	+13	8	34	4	96	+3	+18	+31	+16	2	28	16	84
1+6	0	+21	+46	+25	–4	46	–	100	+3	+18	+43	+28	–10	40	–	100

Valorile parametrilor aferenți

Chenar	A: Parametrii teoretici								B: Parametrii standard								C: Parametrii standard teoretici probabili							
Para-metrii / din fig. ajustaje	E_i	E_s	e_s	e_i	J_{max}	S_{max}	%J	%S	E_{iST}	E_{sST}	e_{sST}	e_{iST}	J_{maxST}	S_{maxST}	$\%J_{ST}$	$\%S_{ST}$	E_{iSTtp}	E_{sSTtp}	e_{sSTtp}	e_{iSTtp}	$J_{maxSTtp}$	$S_{maxSTtp}$	$\%J_{STtp}$	$\%S_{STtp}$
	μm								μm								μm							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1+2	0	+21	–4	–25	46	–4	100	–	0	+14	–4	–18	32	–4	100	–	0	+10	–4	–14	24	–4	100	–
1+3	0	+21	+13	–8	29	13	87	13	0	+14	+13	–1	15	13	58,3	41,7	0	+10	+13	+3	7	13	18,4	81,6
1+4	0	+21	+21	0	21	21	50	50	0	+14	+21	+7	7	21	5,5	94,5	0	+10	+21	+11	–1	21	–	100
1+5	0	+21	+34	+13	8	34	4	96	0	+14	+34	+20	–7	34	–	100	0	+10	+34	+24	–14	34	–	100
1+6	0	+21	+46	+25	–4	46	–	100	0	+14	+46	+32	–18	46	–	100	0	+10	+46	+36	–26	46	–	100

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.21

în cazul prelucrări automate

C: Parametrii practici posibili								D: Par. practici				Chenar							
												A		B		C		D	
E_{Emin}	E_{Emax}	e_{Emax}	e_{Emin}	$J_{max\ p\ pos}$	$S_{max\ p\ pos}$	$\%J_{p\ pos}$	$\%S_{p\ pos}$	$J_{max\ p}$	$S_{max\ p}$	$\%J_p$	$\%S_p$	$\%J$	$\%S$	$\%J_{tp}$	$\%S_{tp}$	$\%J_{p\ pos}$	$\%S_{p\ pos}$	$\%J_p$	$\%S_p$
µm								µm											
17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	7	8	15	16	23	24	27	28
+4	+17	–8	–21	38	–12	100	–	36	–11	100	–	100	–	100	–	100	–	100	–
+4	+17	+9	–4	21	5	96,7	3,3	20	4	97,7	2,3	87	13	94,5	5,5	96,7	3,3	97,7	2,3
+4	+17	+18	+4	13	14	~50	~50	12	12	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
+4	+17	+29	+17	0	25	–	100	2	24	–	100	4	96	16	84	–	100	–	100
+4	+17	+42	+28	–11	38	–	100	–10	36	–	100	–	100	–	100	–	100	–	100

în cazul prelucrării manuale

D: Parametrii practici posibili								E: Par. practici				Chenar									
												A		B		C		D		E	
$E_{ST\ min}$	$E_{ST\ max}$	$e_{ST\ max}$	$e_{ST\ min}$	$J_{max\ ST\ p\ pos}$	$S_{max\ ST\ p\ pos}$	$\%J_{ST\ p\ pos}$	$\%S_{ST\ p\ pos}$	$J_{max\ ST\ p}$	$S_{max\ ST\ p}$	$\%J_{ST\ p}$	$\%S_{ST\ p}$	$\%J$	$\%S$	$\%J_{ST}$	$\%S_{ST}$	$\%J_{ST\ tp}$	$\%S_{ST\ tp}$	$\%J_{ST\ p\ pos}$	$\%S_{ST\ p\ pos}$	$\%J_{ST\ p}$	$\%S_{ST\ p}$
µm								µm													
25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	7	8	15	16	23	24	31	32	35	36
+1	+9	–5	–13	22	–6	100	–	20	–4	100	–	100	–	100	–	100	–	100	–	100	–
+1	+9	+12	+4	5	11	11	89	4	10	10	90	87	13	58,3	41,7	18,4	81,6	11	89	10	90
+1	+9	+20	+12	–3	19	–	100	–2	18	–	100	50	50	5,5	94,5	–	100	–	100	–	100
+1	+9	+33	+25	–16	32	–	100	–16	31	–	100	4	96	–	100	–	100	–	100	–	100
+1	+9	+45	+37	–28	44	–	100	–27	43	–	100	–	100	–	100	–	100	–	100	–	100

Scanned with OKEN Scanner

$6\sigma_p=(V_{max}-V_{min})-2V_{NA}=6\sigma_t-2V_{NA}$, deci $6\sigma_t > 6\sigma_p$.

– În intervalul $6\sigma_p$, distribuţia este normală. O valoare este deasemenea bună şi în situaţia în care maximumul curbei de distribuţie normală nu corespunde valorii medii aritmetice ($\bar{X}$) a (valorilor) efective.

$d_{max} > d_E > d_{med} > d_{min}$, când diametrul efectiv (d_E) a migrat către dmax (centrifug, către limita condiţiei de maximum de material, sau

$D_{max} > D_E > D_{med} > D_{min}$, condiţie în care diametrul efectiv a migrat deasemenea către limita condiţiei de maximum de material. La ajustaje: ajustaj bun "ideal":

$J_{max} > J_{med} > J_{min}$, cu condiţia (ideală): $J_{max}-J_{med}=J_{med}-J_{min}$, relaţie în care $J_{med}\equiv J_E$.

$S_{max} > S_{med} > S_{min}$, cu condiţia (ideală):

$S_{max}-S_{med}=S_{med}-S_{min}$, relaţie în care $S_{med}\equiv S_E$.

– practic se obţin valori:

$J_{max} > J_{Emax} > J_{med} > J_{Emin} > J_{min}$ şi

$S_{max} > S_{Emax} > S_{med} > S_{Emin} > S_{min}$,

dovedind o diferenţă între:

$$6\sigma_{ajjoc} > 6\sigma_{ajEjoc};\ 6\sigma_{ajs} > 6\sigma_{ajEs}.$$

Problema se amplifică în cazul împerecherii pieselor prelucrate manual, formând ajustaje cu următoarele caracteristici:

$$J_{max} > \underbrace{J_{med} > J_{Emax}}_{\text{migraţia centrifugă}} > J_{Emin} > J_{min}$$

$$S_{max} > \underbrace{S_{Emax} > S_{Emin} > S_{med}}_{\text{migraţia centrifugă}} > S_{min}$$

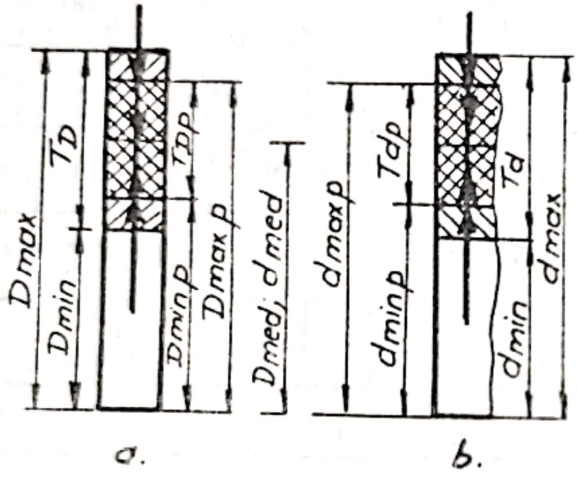


Fig. 3.66. Efectul de migraţie centripet: a) alezaj, b) arbore.

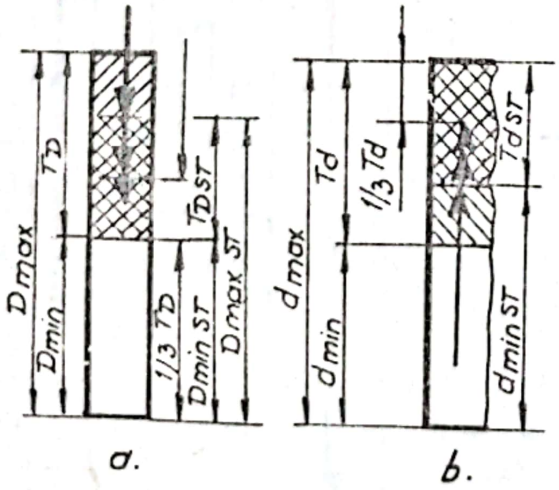


Fig. 3.67. Efectul de migraţie centrifug: a) alezaj, b) arbore

Fenomenele care apar în maniera dictată de migraţiile menţionate mai sus, dau ocazia unei structuralizări de manieră specifică, ale căror legităţi decurg din analize minuţioase, ce atrag atenţia asupra unei "zestre genetice".

Cu aceasta sunt învestite dimensiunile efective rezultate din procesul cu caracter diferenţiat al prelucrărilor care le generează. Se moştenesc două efecte distincte, şi anume: la prelucrarea prin reglare automată o aglomerare centripetă care impune apariţia noţiunii de *toleranţă practică*, iar la cea prin

reglare manuală o *toleranţă probabilă*. De fapt noţiunile semantic diferenţiate, sunt întrovertite, toleranţa practică având oarecare dependenţă de probabilitate, iar toleranţa probabilă depinde de practica tehnologică aplicată.

În fig 3.66 a şi b şi fig. 3.67. a şi b sunt reprezentate pe scheme anamorfozate cele două efecte la alezaj şi la arbore, fără referirea la acţiunea de conjugare. Asamblarea pieselor în cele trei grupe de ajustaj, asigurând valori ale raportului dimensiunilor de contact: D/d>1 (aj. cu joc); D/d <1 (aj. cu strângere) şi D/d→1 (aj. de trecere), fenomenele mai sus amintite alterează flagrant calitativ şi grosolan sub respect cantitativ predicţia de natură teoretică a proiectantului. În fig. 3.68. sunt reprezentate în aceeaşi manieră anamorfozată, condiţiile de asamblare în cazul celor trei grupe de ajustaj (prelucrate automat). În fig. 3.69. sunt reprezentate cele cinci ajustaje prelucrate prin reglare manuală. Apare deosebit de pregnant alterarea condiţiilor impuse prin proiectare.

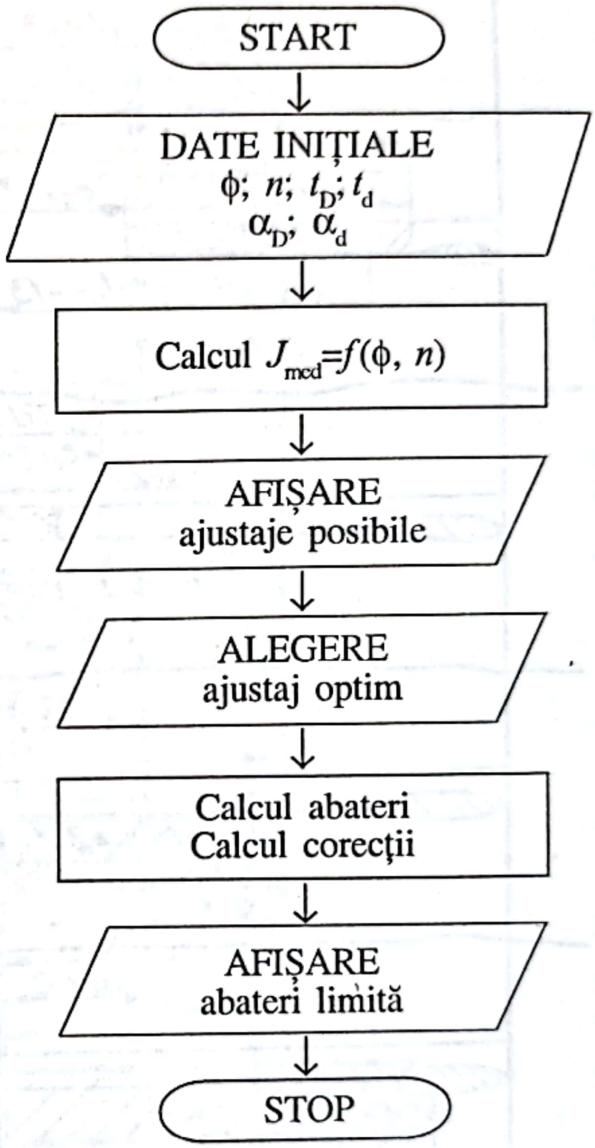


Fig. 3.70

3.3. Programarea pe calculator

În scopul eliminării muncii de rutină (calcul algebric simplu, consultare tabele abateri etc.), cât şi a micşorării substanţiale a timpului aferent acestor operaţii, problema proiectării ajustajelor se pretează foarte bine a fi rezolvată cu ajutorul calculatorului electronic de birou de tip P.C.

Se introduc de la început în memoria calculatorului valorile toleranţelor fundamentale STAS-ISO, abaterile fundamentale ale arborilor în sistemul STAS-ISO, caracteristici ale materialelor uzual folosite în construcţia de maşini. De asemenea, se memorează ajustajele standardizate cu joc, cu strângere şi de trecere, specificându-se ordinea preferenţială de utilizare a acestora.

De la consola calculatorului, utilizatorul introduce datele de intrare, pentru fiecare aplicaţie în parte. Aceste date diferă funcţie de grupa ajustajului care se proiectează. La proiectarea ajustajelor cu joc, datele sunt: cota nominală a ajustajului, turaţia la care funcţionează ajustajul, temperaturile celor două piese în timpul funcţionării şi coeficienţii de dilataţie termică liniară pentru materialele pieselor. (fig. 3.70).

Scanned with OKEN Scanner

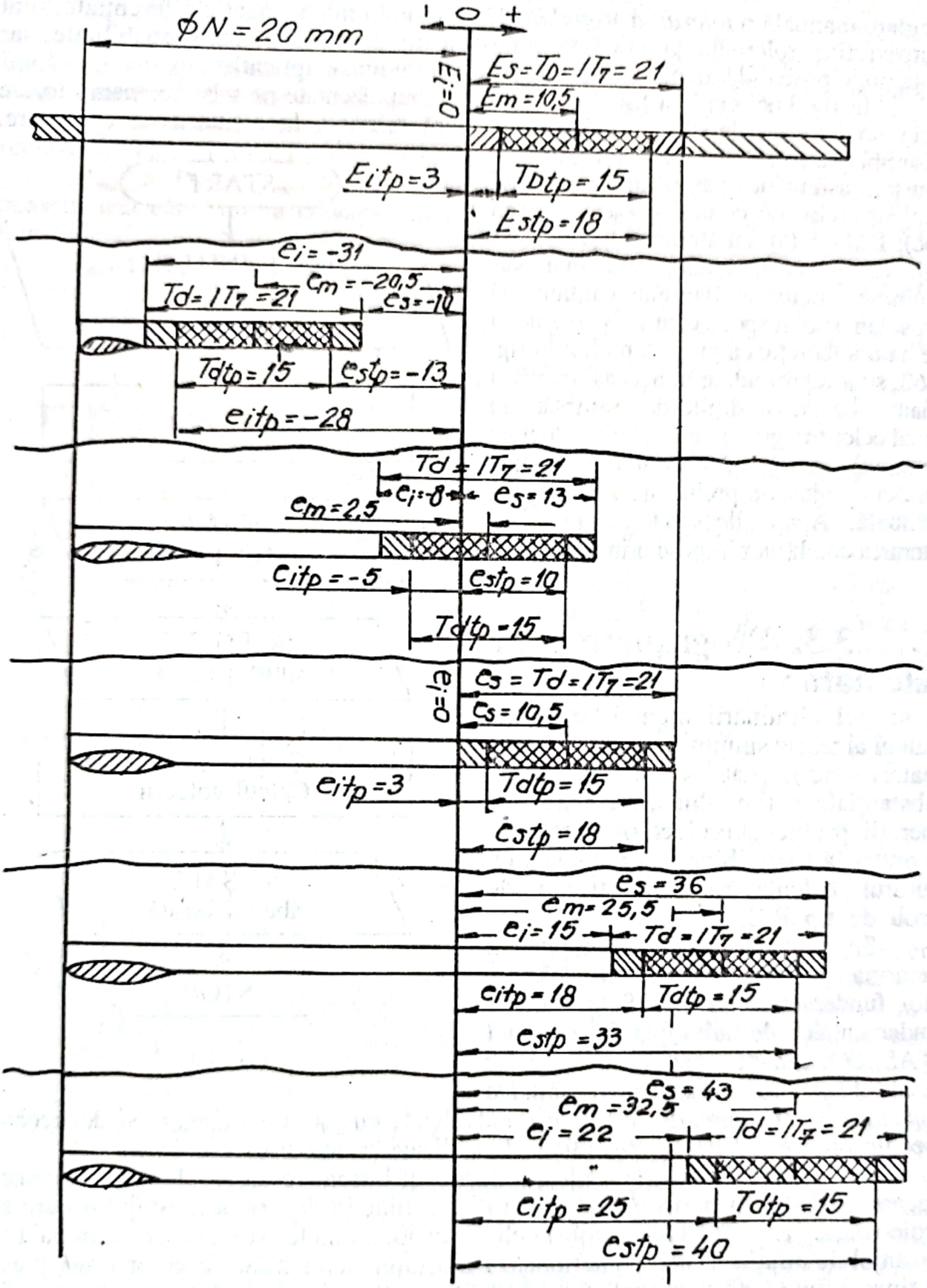


Fig. 3.68. Condiţiile de migraţie centripetă în cazul reglării automate.

Scanned with OKEN Scanner

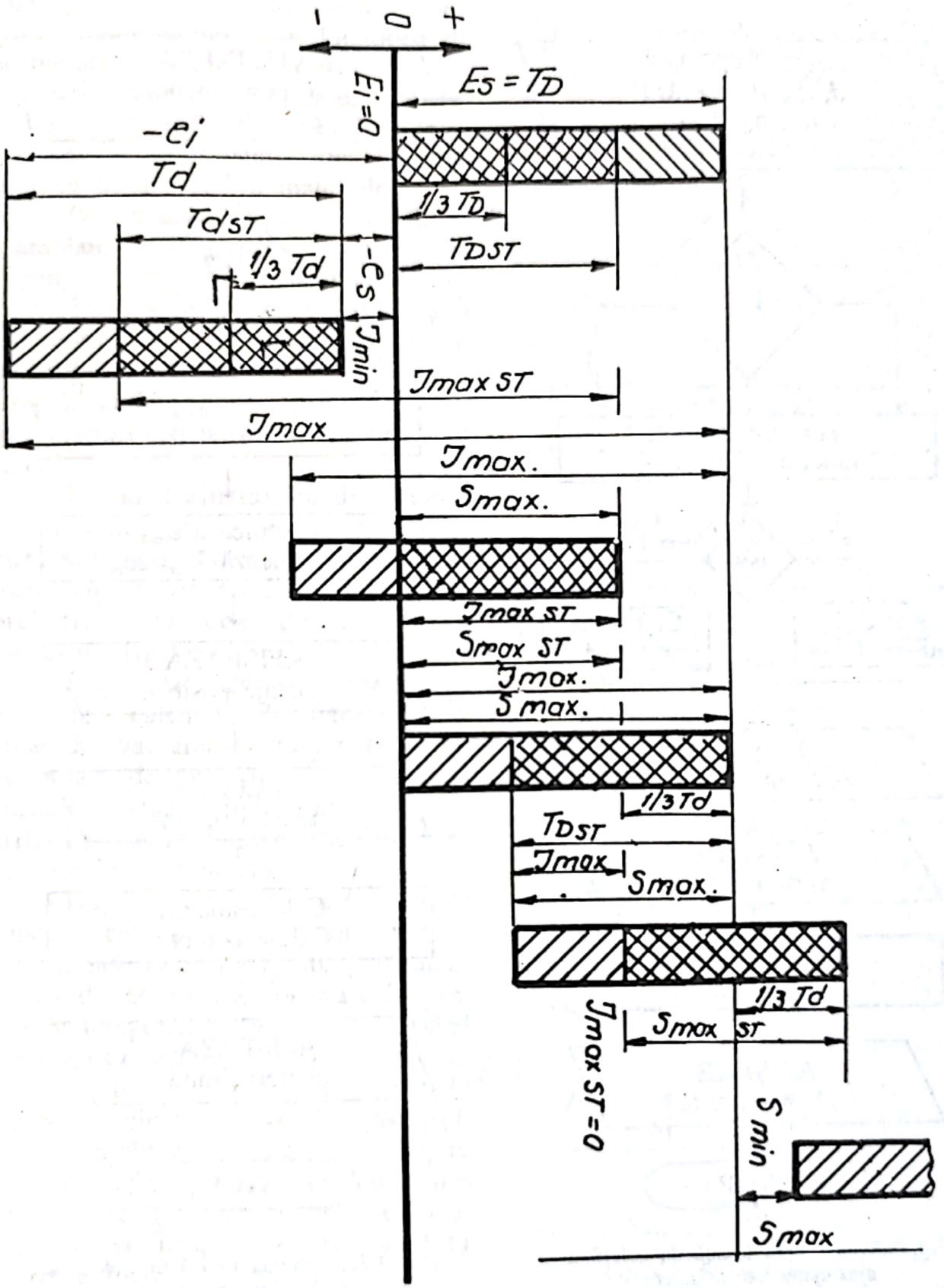


Fig. 3.69. Efectul de migrație centrifugă la preluarea manuală.

Scanned with OKEN Scanner

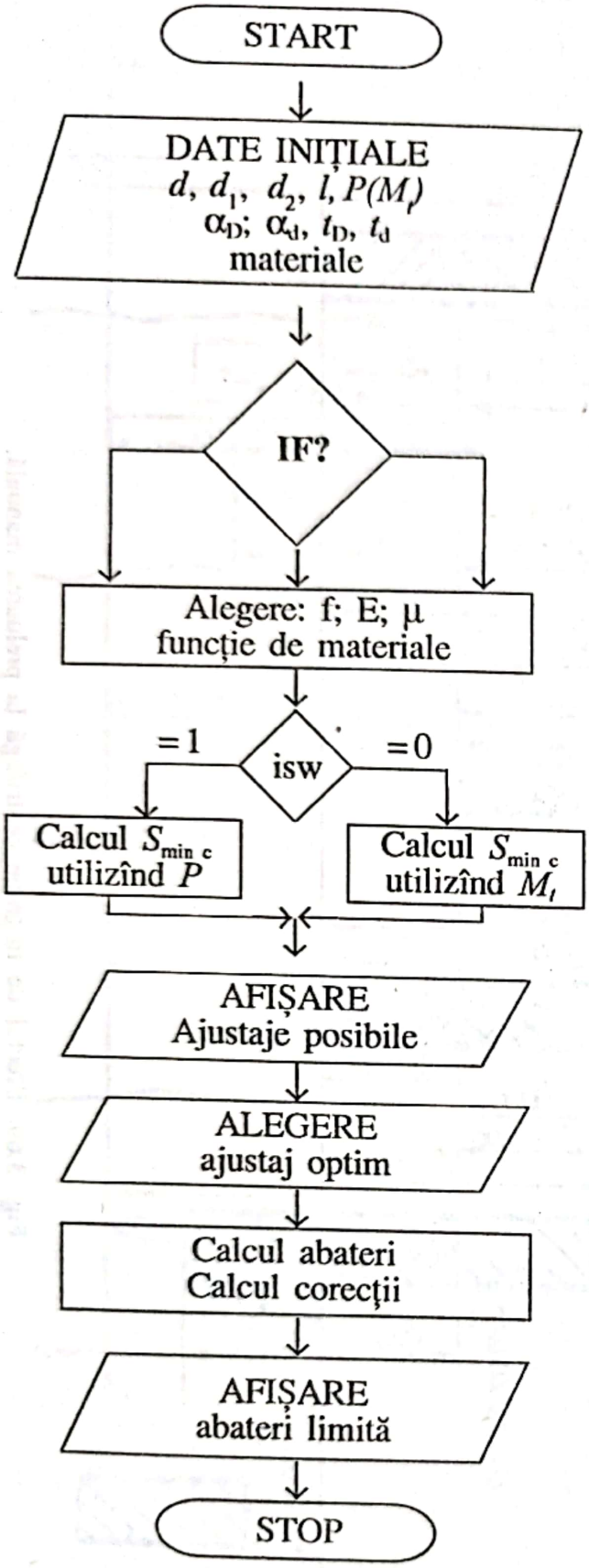


Fig. 3.71. Schema logică de calcul a ajustajelor cu strângere

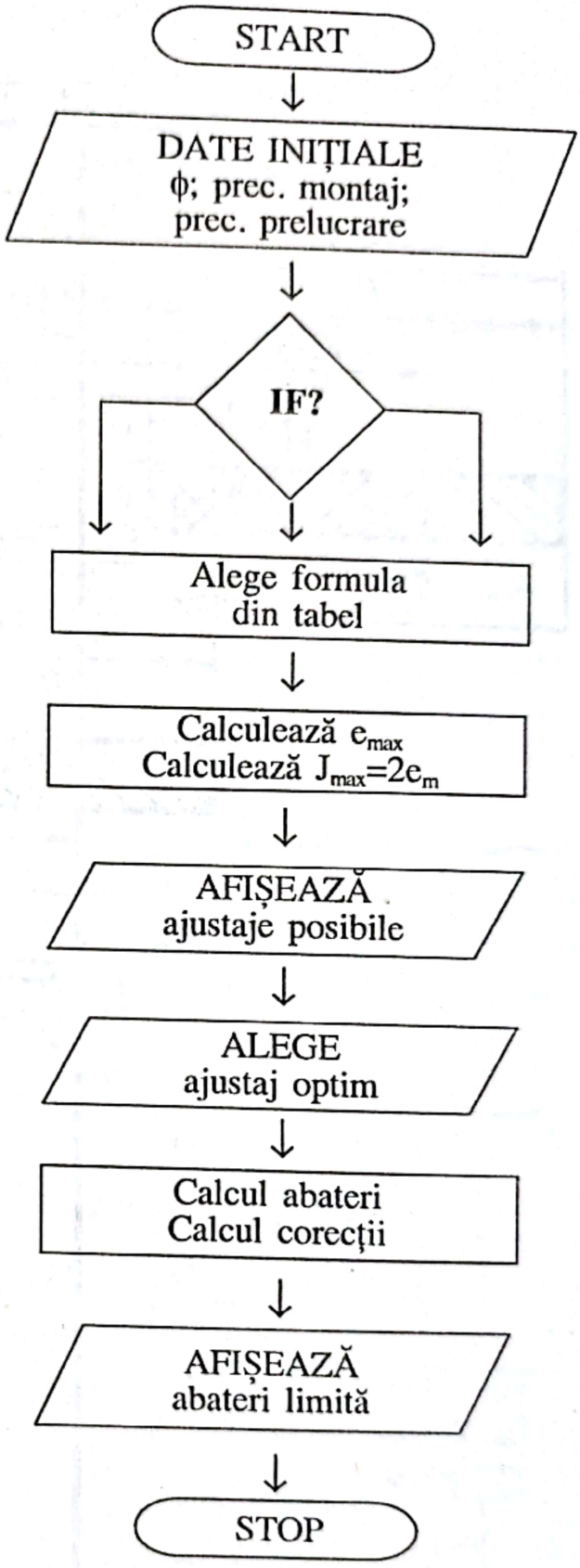


Fig. 3.72. Schema logică de calcul a ajustajelor de trecere

Scanned with OKEN Scanner

Pentru ajustajele cu strângere (fig. 3.71) utilizatorul trebuie să specifice diametrele asamblării, forţa sau momentul care solicită asamblarea, lungimea de asamblare, materialele din care sunt confecţionate cele două piese, temperaturile în timpul funcţionării pentru acestea şi coeficienţii de dilataţie termică liniară pentru materiale.

Pentru calculul caracteristicii de asamblare care se utilizează în proiectare (Smin), există posibilitatea utilizării atât a forţei care solicită asamblarea, cât şi a momentului de torsiune corespunzător. În program este introdus un indicator (isw) funcţie de valoarea căruia (0 sau 1) se utilizează una din cele două relaţii de calcul.

În cazul ajustajelor de trecere, se introduce de la consolă diametrul nominal al asamblării, cât şi informaţii referitoare la precizia de prelucrare şi cea de montaj a pieselor (fig. 3.72).

După introducerea tuturor datelor necesare, calculatorul determină şi afişează valoarea caracteristicii de asamblare de proiectare împreună cu ajustajele standardizate care pot fi utilizate având stabilită ordinea preferenţială de utilizare.

După ce se alege din lista de ajustaje cel mai convenabil, vor fi determinate abaterile limită şi caracteristica de asamblare corectată la prelucrare, temperatură şi rugozitate, afişând toate aceste valori.

În lucrare se expun schemele logice la cele trei grupe de ajustaj (J; T şi S). În plus la ajustajele cu strângere este expus şi programul (programul pentru joc şi trecere este realizat deasemenea, însă nu a fost trecut în prezenta lucrare).

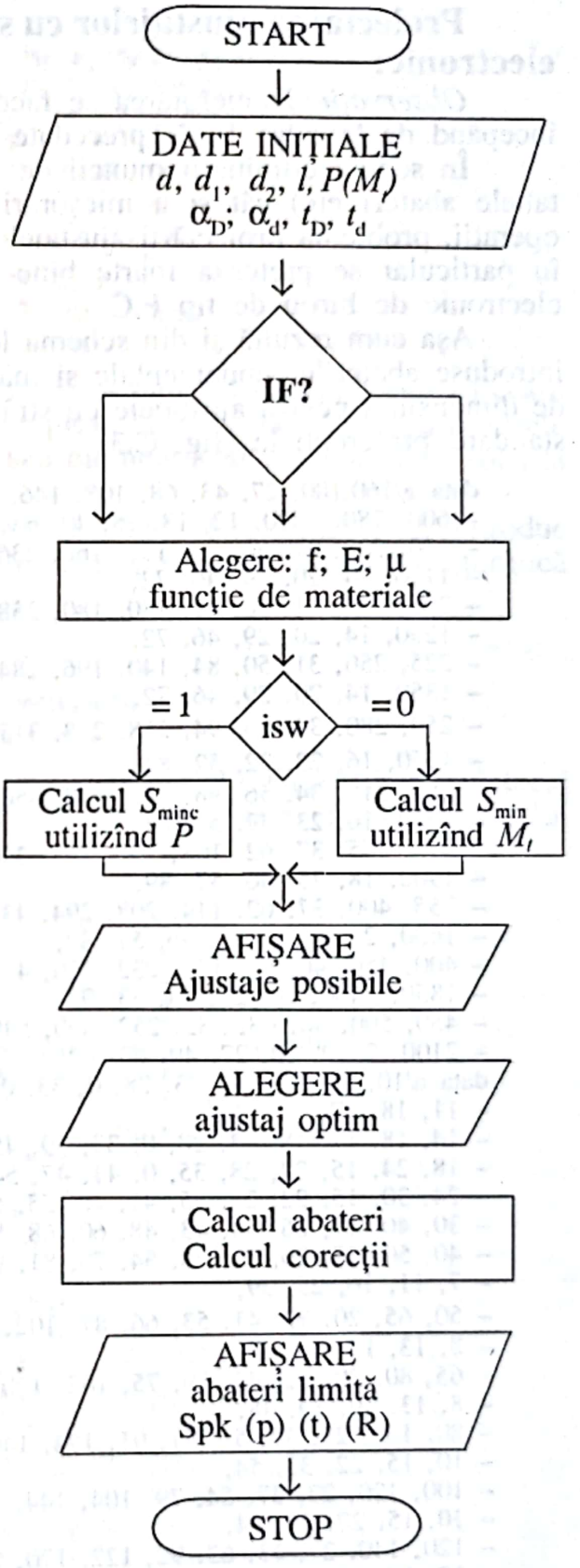


Fig. C1. Schema logică

Scanned with OKEN Scanner

Proiectarea ajustajelor cu strângere cu ajutorul calculatorului electronic:

Observaţie: Numerotarea se face, în partea de programare pe calculator, începând de la cifra 1...6, precedate de litera C.

În scopul eliminării muncii de rutină (calcul algebric simplu, consultare tabele abateri etc) cât şi a micşorării substanţiale a timpului aferent acestor operaţii, problema proiectării ajustajelor în general şi a ajustajelor cu strângere în particular se pretează foarte bine a fi rezolvată cu ajutorul calculatorului electronic de birou de tip P.C.

Aşa cum rezultă şi din schema logică (fig. C.1.) în programul iniţial sunt introduse abaterile fundamentale şi mărimea câmpului de toleranţă pe intervale de dimensiuni pentru ajustajele cu strângere (fig. C.2) şi ajustajele cu strângere standard preferenţiale (fig. C.3)

Fig. C2

```
data g/160,180, 27, 43, 68, 108, 146, 210, 252, 310, 380, 465,
- 600, 780, 1000, 12, 18, 25, 40, 63,
- 180, 200, 31, 50, 77, 122, 166, 236, 284, 350, 425, 520, 670, 880,
- 1150, 14, 20, 29, 46, 72,
- 200, 225, 31, 50, 80, 130, 180, 258, 310, 365, 470, 575, 740, 960,
- 1250, 14, 20, 29, 46, 72,
- 225, 250, 31, 50, 84, 140, 196, 284, 340, 425, 520, 640, 820, 1050,
- 1350, 14, 20, 29, 46, 72,
- 250, 280, 34, 56, 94, 158, 218, 315, 385, 475, 580, 710, 920, 1200,
- 1550, 16, 23, 32, 52, 81,
- 280, 315, 34, 56, 98, 170, 240, 350, 425, 525, 650, 790, 1000, 1300,
- 1700, 16, 23, 32, 52, 81,
- 315, 355, 37, 62, 108, 190, 268, 390, 496, 590, 730, 900, 1150, 1500,
- 1900, 18, 25, 36, 57, 89,
- 355, 400, 37, 62, 114, 208, 294, 435, 530, 660, 820, 1000, 1300,
- 1650, 2100, 18, 25, 36, 57, 89,
- 400, 450, 40, 68, 126, 232, 330, 490, 595, 740, 920, 1100, 1450,
- 1850, 2400, 20, 27, 40, 63, 97,
- 450, 500, 40, 68, 132, 252, 360, 540, 660, 820, 1000, 1250, 1600,
- 2100, 2600, 20, 27, 40, 63, 97/
data a/10, 14, 12, 18, 23, 28, 0, 33, 0, 40, 0, 50, 64, 90, 130, 5, 8,
- 11, 18, 27,
- 14, 18, 12, 18, 23, 28, 0, 33, 39, 45, 0, 60, 77, 108, 150, 5, 8, 11, 18, 27,
- 18, 24, 15, 22, 28, 35, 0, 41, 47, 54, 63, 73, 98, 136, 188, 6, 9, 13, 21, 33,
- 24, 30, 15, 22, 28, 35, 41, 48, 55, 64, 75, 88, 118, 160, 218, 6, 9, 13, 21, 33,
- 30, 40, 17, 26, 34, 43, 48, 60, 68, 80, 94, 112, 148, 200, 274, 7, 11, 16, 25, 39,
- 40, 50, 17, 26, 34, 43, 54, 70, 81, 95, 114, 136, 180, 242, 325,
- 7, 11, 16, 25, 39,
- 50, 65, 20, 32, 41, 53, 66, 87, 102, 122, 144, 172, 226, 300, 405,
- 8, 13, 19, 30, 48,
- 65, 80, 20, 32, 43, 59, 75, 102, 120, 146, 174, 210, 274, 360, 489,
- 8, 13, 19, 30, 48,
- 80, 100, 23, 37, 51, 71, 91, 124, 140, 175, 214, 258, 335, 445, 585,
- 10, 15, 22, 35, 54,
- 100, 120, 23, 37, 54, 79, 104, 144, 172, 210, 254, 310, 400, 525, 690,
- 10, 15, 22, 35, 54,
- 120, 140, 27, 43, 63, 92, 122, 170, 202, 248, 300, 365, 470, 620, 800,
- 12, 18, 25, 40, 63
- 140, 160, 27, 43, 65, 100, 134, 190, 228, 280, 340, 415, 535, 700, 900,
```


Scanned with OKEN Scanner

```
– 12, 18, 25, 40, 63/
```

Fig. C3

```
data b/'5n 4', '5p 4', '5r 4', '5s 4', '5t 4',
– '5u 4', '5v 4', '5x 4', '5y 4', '5zt 4'
– '5za4', '5zb4', '5zc4', '6s 5', '6p 5'
– '6r 5', '6s 5', '6t 5', '6u 5', '6v 5'
– '6x 5', '6y 5', '6z 5', '6za5', '6zb5'
– '6zc5', '7n 6', '7p 6', '7r 6', '7s 6'
– '7t 6', '7u 6', '7v 6', '7x 6', '7y 6'
– '7z 6', '7za6', '7zb6', '7zc6', '8n 7'
– '8p 7', '8r 7', '8s 7', '8t 7', '8u 7'
– '8v 7', '8x 7', '8y 7', '8z 7', '8za7'
– '8zb7', '8zc7'/
```

De la consola calculatorului se introduc ca date de intrare, pentru fiecare aplicație în parte, materialele celor două piese (arbore și alezaj) diametrele corespunzătoare, lățimea alezajului, forța sau momentul de torsiune care solicită îmbinarea.

Deasemenea, pentru corecțiile termice dacă este cazul, se introduc temperaturile de funcționare ale pieselor (t_D; t_d) și coeficienții de dilatare termică liniară (α_D; α_d). (fig. C.4.)

Fig. C4

```
C:\>tols
fobz
00250021002800060040000
00000000000020020060
```

Funcție de materialele introduse (posibilități: OL, FO, BZ, AL), calculatorul stabilește coeficientul de frecare f, modulele de elasticitate și coeficienții lui Poisson. (fig. C.5)

Fig. C5

```
      read (0,200) tma, tmb
200   format (2a2)
      if ((tma. eq. rm(1)). and. (tmb. eq. rm (1))) ft=0.08
      if ((tma. eq. rm(1)). and. (tmb. eq. rm (3))) ft=0.06
      if ((tma. eq. rm(3)). and. (tmb. eq. rm (3))) ft=0.04
      if ((tma. eq. rm(3)). and. (tmb. eq. rm (2))) ft=0.05
      if ((tma. eq. rm(3)). and. (tmb. eq. rm (4))) ft=0.03
      if ((tma. eq. rm(4)). and. (tmb. eq. rm (4))) ft=0.025
      if ((tma. eq. rm(2)). and. (tmb. eq. rm (3))) ft=0.05
      if ((tma. eq. rm(1)) ea=21000
      if ((tma. eq. rm(2)) ea=13000
      if ((tma. eq. rm(3)) ea=11000
      if ((tma. eq. rm(4)) ea=7000
      if ((tma. eq. rm(1)) ea=21000
      if ((tma. eq. rm(2)) ea=13000
      if ((tma. eq. rm(3)) ea=11000
      if ((tma. eq. rm(4)) ea=700
      if ((tma. eq. rm(1)) rm1=0.3
      if ((tma. eq. rm(2)) rm1=0.25
      if ((tma. eq. rm(3)) rm1=0.32
      if ((tma. eq. rm(4)) rm1=0.2
      if ((tma. eq. rm(1)) rm2=0.3
      if ((tma. eq. rm(2)) rm2=0.25
      if ((tma. eq. rm(3)) rm2=0.32
      if ((tma. eq. rm(4)) rm2=0.2
```


Scanned with OKEN Scanner

Există posibilitatea utilizării atât a forței care solicită îmbinarea, cât și a momentului de torsiune corespunzător. În program este introdus un indicator (isw) funcție de valoarea căruia (0 sau 1) se utilizează una din cele două relații de calcul.

După introducerea tuturor calculelor necesare calculatorul calculează și afișează valoarea strângerii minime (S_{minc}) împreună cu ajustajele preferențiale din standarde care pot fi folosite pentru valoarea corespunzătoare a strângerii.

Alegând din lista de ajustaje pe cel mai convenabil, calculatorul determină abaterile limită și strângerile corectate la prelucrare, temperatură și rugozitate, afișând toate aceste valori (fig. C.5.)

Fig. C6

```
                                    h 5p 4 30.
                                    h 6r 5 55.
                                    h 7r 6 38.
                                    h 8s 7 68.
                          0706
                          Ai=o. As=46. ai=84. as=113.
                          SpK(pa)(t)(R)=38.
                          SpK(pm)(t)(R)=17.
                          SpK(pmx)(t)(R)=30.
```

Se prezintă în continuare programul FORTRAN pentru rezolvarea problemei cât și un exemplu numeric de calcul.

```
      dimension a (20, 12), c (52), x (22, 20), dif (13), kx (4), g (20, 10)
      character*4 b (52)
      character*2 rm (4)
      data rm/ '01', 'fo', 'bz', 'al'/
      data g/160, 180, 27, 43, 68, 108, 146, 210, 252, 310, 380, 465,
     - 600, 780, 1000, 12, 18, 25, 40, 63,
     - 180, 200, 31, 50, 77, 122, 166, 236, 284, 350, 425, 520, 670, 880,
     - 1150, 14, 20, 29, 46, 72,
     - 200, 225, 31, 50, 80, 130, 180, 258, 310, 365, 470, 575, 740, 960,
     - 1250, 14, 20, 29, 46, 72,
     - 225, 250, 31, 50, 84, 140, 196, 284, 340, 425, 520, 640, 820, 1050,
     - 1350, 14, 20, 29, 46, 72,
     - 250, 280, 34, 56, 94, 158, 218, 315, 385, 475, 580, 710, 920, 1200,
     - 1150, 16, 23, 32, 52, 81,
     - 280, 315, 34, 56, 98, 170, 240, 350, 425, 525, 650, 790, 1000, 1300,
     - 1700, 16, 23, 32, 52, 81,
     - 315, 355, 37, 62, 108, 190, 268, 390, 496, 590, 730, 900, 1150, 1500,
     - 1900, 18, 25, 36, 57, 889,
     - 355, 400, 37, 62, 114, 208, 294, 435, 530, 660, 820, 1000, 1300,
     - 1650, 2100, 18, 25, 36, 57, 89,
     - 400, 450, 40, 68, 126, 232, 330, 490, 595, 740, 920, 1100, 1450,
     - 1850, 2400, 20, 27, 40, 63, 97,
     - 450, 500, 40, 68, 132, 252, 360, 540, 660, 820, 100, 1250, 1600,
     - 2100, 2600, 20, 27, 40, 63, 97/
       data a/10, 14, 12, 18, 23, 28, 0, 33, 0, 40, 0, 50, 64, 90, 130, 5, 8,
     - 11, 18, 27,
     - 14, 18, 12, 18, 23, 28, 0, 33, 39, 45, 0, 60, 77, 108, 150, 5, 8, 11, 18, 27,
     - 18, 24, 15, 22, 28, 35, 0, 41, 47, 54, 63, 73, 98, 136, 188, 6, 9, 13, 21, 33,
     - 24, 30, 15, 22, 28, 35, 41, 48, 55, 64, 75, 88, 118, 160, 218, 6, 9, 13, 21, 33,
     - 30, 40, 17, 26, 34, 43, 48, 60, 68, 80, 94, 112, 148, 200, 274, 7, 11, 16, 25, 39,
     - 40, 50, 17, 26, 34, 43, 54, 70, 81, 95, 114, 136, 180, 242, 325,
     - 7, 11, 16, 25, 39,
```


Scanned with OKEN Scanner

```
     - 50, 65, 20, 32, 41, 53, 66, 87, 102, 122, 144, 172, 226, 300, 405,
     - 8, 13, 19, 30, 48,
     - 65, 80, 20, 32, 43, 59, 75, 102, 120, 146, 174, 210, 274, 360, 480,
     - 8, 13, 19, 30, 48,
     - 80, 100, 23, 37, 51, 71, 91, 124, 140, 175, 214, 258, 335, 445, 585,
     - 10, 15, 22, 35, 54,
     - 100, 120, 23, 37, 54, 79, 104, 144, 172, 210, 254, 310, 400, 525, 690,
     - 10, 15, 22, 35, 54,
     - 120, 140, 27, 43, 63, 92, 122, 170, 202, 248, 300, 365, 470, 620, 800,
     - 12, 18, 25, 40, 63,
     - 140, 160, 27, 43, 64, 100, 134, 190, 228, 280, 340, 415, 535, 700, 900,
     - 12, 18, 25, 40, 63/
       data b/'5n 4', '5p 4', '5r 4', '5s 4', '5t 4'
     - '5u 4', '5v 4', '5x 4', '5y 4', '5z 4'
     - '5za4', '5zb4', '5zc4', '6n 5', '6p 5'
     - '6r 5', '6s 5', '6t 5', '6u 5', '6v 5'
     - '6x 5', '6y 5', '6z 5', '6za5', '6zb5'
     - '7t 6', '7u 6', '7v 6', '7x 6', '7y 6'
     - '7z 6', '7za6', '7zb6', '7zc6', '8n 7',
     - '8p 7', '8r 7', '8s 7', '8t 7', '8u 7',
     - '8v 7', '8x 7', '8y 7', '8z 7', '8za7',
     - '8zb7', '8zc7'/
       read (0,200) tma, tmb
200    format (2a2)
       if ((tma. eq. rm (1)). and. (tmb. eq. rm (1))) ft=0.08
       if ((tma. eq. rm (1)). and. (tmb. eq. rm (3))) ft=0.06
       if ((tma. eq. rm (3)). and. (tmb. eq. rm (3))) ft=0.04
       if ((tma. eq. rm (3)). and. (tmb. eq. rm (2))) ft=0.05
       if ((tma. eq. rm (3)). and. (tmb. eq. rm (4))) ft=0.03
       if ((tma. eq. rm (4)). and. (tmb. eq. rm (4))) ft=0.025
       if ((tma. eq. rm (2)). and. (tmb. eq. rm (3))) ft=0.05
       if ((tma. eq. rm(1)) ea=21000
       if ((tma. eq. rm(2)) ea=13000
       if ((tma. eq. rm(3)) ea=11000
       if ((tma. eq. rm(4)) ea=7000
       if ((tma. eq. rm(1)) ea=21000
       if ((tma. eq. rm(2)) ea=13000
       if ((tma. eq. rm(3)) ea=11000
       if ((tma. eq. rm(4)) ea=700
       if ((tma. eq. rm(1)) rm1=0.3
       if ((tma. eq. rm(2)) rm1=0.25
       if ((tma. eq. rm(3)) rm1=0.32
       if ((tma. eq. rm(4)) rm1=0.2
       if ((tma. eq. rm(1)) rm2=0.3
       if ((tma. eq. rm(2)) rm2=0.25
       if ((tma. eq. rm(3)) rm2=0.32
       if ((tma. eq. rm(4)) rm2=0.2
       read (0, 10) isw, d, d1, d2, r1, ff
10     format (i1, 4f4.0, f6.0)
       read (0,909) alfd, alfdm, td, tdm
909    format (2f7.6, 2f3.0)
       alf=(d1/d)**2
       bet=(d/d2)**2
       ra=(1+alf)/(1- alf)
       rb=(1+bet)/(1- bet)
       if (isw. eq. 0) go to 201
```


Scanned with OKEN Scanner

```
      pr=ff/(3.14159*rl*ft*d)
      go to 202
201   pr=(2*ff)/(3.14159*rl*ft*d**2)
202   sminc=pr*d* ((ra-rm1)/ea+(rb+rm2)/eb)*10**3
      write (0,203) sminc
203   format (' ','s minim calculat: ', f4.0)
      write (0,1000)
1000  format (' ','s medii standard: ')
      do 1 i=1, 12
      do 1 j=1, 20
1     x (i, j)=a (j, i)
      do 7 i=1, 10
      do 7 j=1, 20
7     x (i+12, j)=g (j, i)
      do 20 i=1, 22
      if ((d. gt. x (i, 1)). and. (d. le. x (i, 2))) kj=i
20    continue
      do 21 i=5, 8
      do 21 j=1, 13
21    c (13* (i-5)+j)=x (kj, j+2)- x (kj, 16+i- 4)
      continue
c     clasa 1
      jclass=1
      do 30 i=1, 13
      dif (i)=abs (sminc- c (i))
30    continue
      call smin (dif, kj1, jclass)
      kx (1)=kj1
      write (0, 31) b (kj1), c (kj1)
31    format (' ','       h', a6,' ', f5.0)
c     clasa 2
      jclass=2
      do 32 i=14, 26
32    dif (i- 13* (jclass- 1))=abs (sminc- c (i))
      call smin (dif, kj1, jclass)
      kx (2)=kj1
      write (0, 31) b (kj1), c (kj1)
c     clasa 3
      jclass=3
      do 33 i=27, 39
33    dif (i- 13* (jclass- 1))=abs (sminc- c (i))
      call smin (dif, kj1, jclass)
      kx (3)=kj1
      write (0, 31) b (kj1), c (kj1)
c     clasa 4
      jclass=4
      do 34 i=40, 52
34    dif (i- 13* (jclass- 1))=abs (sminc- c (i))
      call smin (dif, kj1, jclass)
      kx (4)=kj1
      write (0, 31) b (kj1), c (kj1)
      read (0, 800) jst, jdr
800   format (2i2)
      ami=0
      ams=x (kj, jst+15- 3)
      ritxd=x (kj, jdr+15- 3)
      jdr=jdr+1
```


Scanned with OKEN Scanner

```
      kk=kx (jdr- 4)
      ai=c (kk)+ams
      as=ai+ritxd
      rsmed=((as- ami)- (ai- ams))/2.
      taj=ams- ami+as- ai
      delt=d* (alfd* (td- 20)- alfdm* (tdm- 20))
      spka=rsmed- delt+(1/16)*taj
      spkm=rsmed- (1./3.)*taj- delt+(1./16.)*taj
      spkmx=rsmed- (1./6.)*taj- delt+(1./16.)*taj
      write (0, 900)
      write (0,.904) ami, ams, ai, as
904   format (' ', 'Ai=', f5.0, ' As=', f5.0, ' ai=', f5.0,' as=', f5.0)
900   format (' ' ')
      write (0, 901) spka
901   format (' ', 'SpK(pa)(t)(R)=', f5.0)
      write (0, 902) spkm
902   format (' ', 'SpK(pm)(t)(R)=', f5.0)
      write (0, 903) spkmx
903   format (' ', 'SpK(pmx)(t)(R)=', f5.0)
      write (0, 1001)
1001  format (' ' /////////)
      stop
      end
      subroutine smin (dif, kj1, jclass)
      dimension dif (13)
      rmin=99999.
      do 1 i=1, 13
      if (dif (i). le. rmin) rmin=dif (i)
1     continue
      do 2 i=1, 13
      if (abs (dif (i)- rmin) le. 0.0001) kj1=i
2     continue
      kj1=kj1+(jclass- 1)*13.
      return
      end
C:\>tols
fobz
00250021002800060040000
00000000000020020060
s minim calculat: 43.
s medii standard:
                h    5p  4    30.
                h    6r  5    55.
                h    7r  6    38.
                h    8s  7    68.
s medii standard:
                h    5p  4    30.
                h    6r  5    55.
                h    7r  6    38.
                h    8s  7    68.
0706
Ai=0. As=46. ai=84. as=113.
SpK(pa)(t)(R)=38.
SpK(pm)(t)(R)=17.
SpK(pmx)(t)(R)=30.
Stop - Program terminated.
C:\>
```


Scanned with OKEN Scanner

3.2. Stabilirea criteriilor de precizie de formă geometrică, de poziţie reciprocă şi de netezime de suprafaţă

În tabelul 3.22 sunt redate succint valorile informative ale abaterilor de formă, de poziţie şi de netezime:

Tabelul 3.22

Nr. crt.	Parametru de precizie	Toleranţa parametrului de precizie este dependentă de toleranţa de dimensiune				Toleranţa parametrului de precizie este independentă de toleranţa de dimensiune
		Nu se impun îngrădiri suplimentare	Se impun condiţii de precizie suplimentară			
			cl. fină	cl. mijl.	cl. gros.	
1	Precizia formei geometrice	$A_{max\ f_g} \le T_\Phi$	$A_{max\ f}=50\%\ T_\Phi$	$A_{max\ f}=60\%\ T_\Phi$	$A_{max\ f}=70\%\ T_\Phi$	Se aplică pieselor care prezintă importanţă mult mai mare la parametrii 1, 2 şi 3 decât la precizia de dimensiune
2	Precizia poziţiei reciproce	$A_{max\ p} \le T_\Phi$	$A_{max\ p}=60\%\ T_\Phi$	$A_{max\ p}=70\%\ T_\Phi$	$A_{max\ p}=80\%\ T_\Phi$	
3	Precizia de netezime	$R_z < T_\Phi$	$R_z=1/32\ T_\Phi$	$R_z=1/16\ T_\Phi$	$R_z=1/8\ T_\Phi$	
Precizia de dimensiune stabilită în cadrul cap. 3.1 a determinat toleranţele T_D şi T_d, în funcţie de care se calculează abaterile celorlalţi parametri de precizie						

Se opiniază a se lucra cu clasa mijlocie în general. La asamblări importante se va utiliza clasa fină.

Coloana în care abaterile de formă, de poziţie şi de netezime, sunt independente de $T\varnothing$, este proprie pieselor care nu urmează a îndeplini condiţii deosebite ca precizie de dimensiune (forme avansate cu precizie, poziţii reciproce cu precizie deosebită, netezimi estetice de piese artizanale, etc.).

În tabelul 3.23 sunt redate toleranţele la rugozitate, formă geometrică, poziţie reciprocă în funcţie de clasele de precizie (5...12) şi de limitele intervalelor de dimensiuni. La căsuţele cu două cifre sunt indicate valorile fine şi mijlocii. La căsuţele cu trei cifre, sunt indicate valorile fine, mijlocii şi grosolane. La căsuţele cu patru cifre sunt indicate valorile, ultrafine, fine, mijlocii şi grosolane.

În tabelul 3.24 sunt prezentate exemple de utilizare a datelor sistematizate în tabelul central (tab. 3.23.).

Pentru orice abatere de la netezime, formă şi poziţie reciprocă, în situaţia în care acestea sunt *dependente de toleranţa dimensiunii,* în cazul în care se impun condiţii de precizie suplimentară, se va proceda similar cu cazurile indicate în tabelul 3.23. şi tabelul 3.23. (continuare). [Bineînţeles se vor folosi pe desenul piesei simbolurile toleranţei respective, la netezime, formă şi poziţie].

Scanned with OKEN Scanner

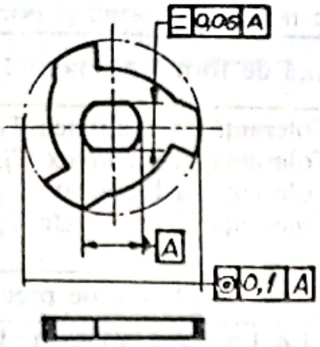


Fig. 3.75

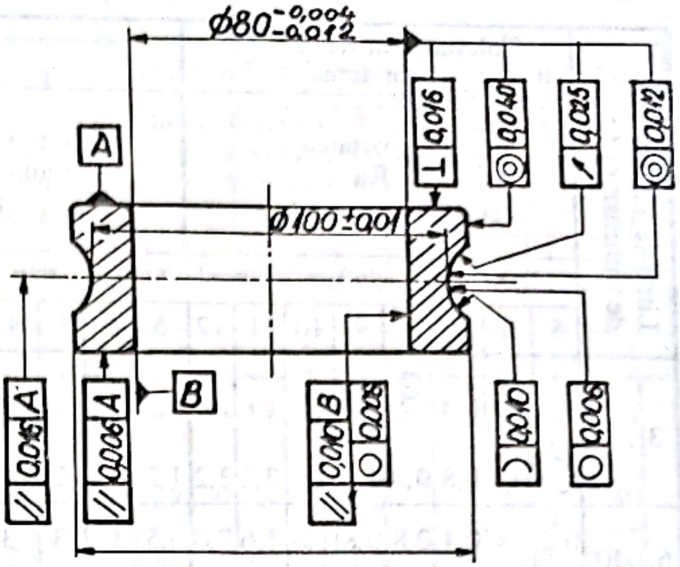


Fig. 3.76

În fig. 3.75; fig. 3.76 și fig. 3.77 (a, b, c) sunt reproduse condiții de precizie de poziție reciprocă la o camă, un inel interior de rulment și o bucșă.

În partea cuprinsă în capitolul 1 la paragrafele 1.2, 1.3 și 1.4, sunt expuse problemele teoretice de:

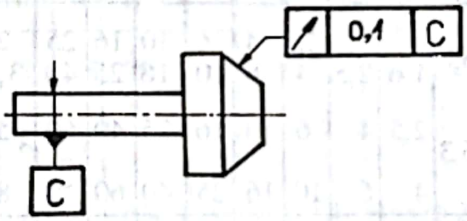
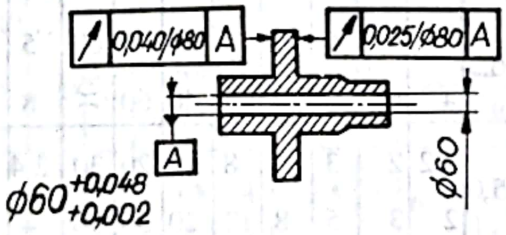
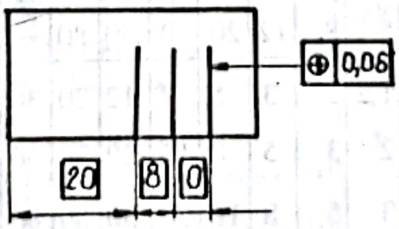
Felul toleranței	Exemple de înscriere în desen	Explicația notării
a) Toleranța bătăii radiale *TBr*		Bătaia maximă admisă a suprafeței conice, măsurată perpendicular pe generatoare, este de 0,1 mm față de axa fusului, pe toată lungimea conului
b) Toleranța bătăii frontale *TBf*		Bătaia frontală maximă admisă față de axa alezajului, este de 0,04 mm pentru suprafața frontală din stânga și de 0,025 mm pentru suprafața frontală din dreapta, ambele măsurate la diametrul ∅ 80
c) Toleranța la poziția nominală *TPp*		Zona toleranței de poziție a reperelor este cuprinsă între două drepte paralele distanțate la 0,06 mm între ele și dispuse simetric față de poziția nominală (abaterea limită a reperelor este de ±0,03 mm)

Fig. 3.77 a, b, c.

Scanned with OKEN Scanner

Limitele intervalelor de dimensiuni (mm)	Toleranţa la netezimea suprafeţei — Rugozitatea Ra µm								Toleranţă de formă geometrică şi — T_F Toleranţa la curbare Toleranţa la poligonal µm								Toleranţă la ovalitatea T_{FC} Toleranţa la biconvex T_{Fe} Toleranţa la biconcav T_{Fe} Toleranţă la conicitate T_{Fe} µm							
	Clasele de precizie																									
	5	6	7	8	9	10	11	12	5	6	7	8	9	10	11	12	5	6	7	8	9	10	11	12
3...6	0,2	0,32	0,4	0,63	0,8	1,25	1,6	2,0	0,3	0,8	1,2	2	3	5	8	12	0,6	1,6	2,4	4	6	10	16	24
	0,32	0,4	0,8	0,8	1,6	1,6	3,2	3,2	1,2	1,2	2	3	5	8	12	20	2,4	2,4	4	6	10	16	24	40
6...10	0,2	0,4	0,4	0,8	0,8	1,6	1,6	2,0	0,5	2	3	3	8	12	20	30	1	4	6	10	16	24	40	60
	0,4	0,5	0,8	1,0	1,6	2,0	3,2	3,2	2	3	5	5	12	20	30	50	4	6	10	16	24	40	60	100
10...18	0,2	0,63	0,63	1,0	1,25	2,0	2	3,2	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	1,6	2,4	4	6	10	16	24	40
									1,2	2	3	5	8	12	20	30	2,4	4	6	10	16	24	40	60
	0,4	0,8	0,8	1,6	1,6	3,2	3,2	5,0	2	3	5	8	12	20	30	50	4	6	10	16	24	40	60	100
									3	5	8	12	20	30	50	80	6	10	16	24	40	60	100	160
18...30	0,32	0,63	0,8	1,0	1,25	2,0	3,2	5,0	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	2	3,2	5	8	12	20	32	50
									1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	3,2	5	8	12	20	32	50	80
	0,4	0,8	1,0	1,6	1,6	3,2	5,0	6,3	2,5	4	6	10	16	25	40	60	5	8	12	20	32	50	80	120
									4	6	10	16	25	40	60	100	8	12	20	32	50	80	120	200
30...50	0,4	0,63	1,0	1,0	1,6	2,0	3,2	5,0	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	2	3,2	6	8	12	20	32	50
									1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	3,2	5	10	12	20	32	50	80
	0,65	0,8	1,25	1,6	2,0	3,2	6,3	6,3	2,5	4	6	10	16	25	40	60	5	8	16	20	32	50	80	120
									4	6	10	16	25	40	60	100	8	12	24	32	50	80	120	200
50...80	0,4	0,63	1,25	1,25	2,0	2,0	3,2	5,0	1,2	2	3	5	8	12	20	30	2,4	4	6	10	16	24	40	60
									2	3	5	8	12	20	30	50	4	6	10	16	24	40	60	100
	0,8	0,8	1,6	1,6	3,2	3,2	6,3	6,3	3	5	8	12	20	30	50	80	6	10	16	24	40	60	100	160
									5	8	12	20	30	50	80	120	10	16	24	40	60	100	160	240
80...120	0,4	0,63	1,25	1,6	2,0	3,2	5,0	6,3	1,2	2	3	5	8	12	20	30	2,4	4	8	10	16	24	40	60
									2	3	5	8	12	20	30	50	4	6	12	16	24	40	60	100
	0,8	0,8	1,6	2,0	3,2	5,0	6,3	8,0	3	5	8	12	20	30	50	80	6	10	20	24	40	60	100	160
									5	8	12	20	30	50	80	120	10	16	32	40	60	100	160	240

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.23

reciprocă în funcţie de precizia dimensiunilor

Toleranţa bătăii radiale µm								Toleranţa de poziţie reciprocă (şi lungimea de referinţă l)																	
								Toleranţa de formă a profilului Toleranţa bătăii radiale Toleranţa la perpendicularitate Toleranţa la planitate								Toleranţa de formă a suprafeţei Toleranţa la paralelism Toleranţa la rectilinitate Toleranţa bătăii frontale								µm	
								T_{poz}	l mm	T_{poz}	l mm	T_{poz}	l mm	T_{poz}	l mm	T_{poz}	l mm	T_{poz}	l mm	T_{poz}	l mm	T_{poz}	l mm		
de dimensiune																									
5	6	7	8	9	10	11	12	5		6		7		8		9		10		11		12			
0,6	2,5	4	5	8	12	20	30	1	160	1,6	400	2,5	1000	4	2500	6	6300	10		16		25			
3	5	8	12	20	30	50	80	1,6	400	2,5	1000	4	2500	6	6300	10	10000	16		25		40			
0,6	2,5	4	6	10	16	25	40	2,5	1000	4	2500	6	6300	10	1000	16	10000	25		40		60			
4	6	10	16	25	40	60	100	4	2500	6	6300	10	10000	16	10000	25		40		60		100			
2,5	2,5	4	6	10	16	25	40	2,5	400	2,5	1000	4	2500	6	6300	10	10000	16		25		40			
4	4	6	10	16	25	40	60	4							10000										
6	6	10	16	25	40	60	100	6	1000	4	2500	6	6300	10		16		25		40		60			
3	3	5	8	12	20	30	50	2,5	2500	6	6300	10	10000	16	1000	25	10000	40		60		100			
5	5	8	12	20	30	50	80	4							10000										
8	8	12	20	30	40	80	120	6	6300	10	10000	16	10000	25		40		60	...10000	100	...10000	160	160...10000		
3	5	8	12	20	30	50	80	2,5	1000	4	2500	6	6300	10	10000	16	10000	25		40		60			
5	8	12	20	30	50	80	120	4	2500	6	6000	10		16		25		40		60		100			
8	12	20	30	50	80	120	200	6	6300	10	10000	16	10000	25		40		60		100		160			
									10000	16	10000	25		40		60		100		160		250		
4	6	10	16	25	40	60	100	2,5	500	4	2500	6	6300	10	10000	16	10000	25		40		60			
6	10	16	25	40	60	100	160	4	6300	6	6000	10		16		25		40		60		100			
10	16	25	40	60	100	160	250	6	10000	10	10000	16	10000	25		40		40		60		160			
								10	10000	16	10000	25		40		60		100		160		250			
4	6	10	16	25	40	60	100	2,5	2500	4	2500	6	6300	10	10000	16	10000	25		40		60			
6	10	16	25	40	60	100	160	4		6	6000	10		16		25		40		60		100			
10	16	25	40	60	100	160	250	6		10	10000	16	10000	25		40		40		60		160			
								10		16	10000	25		40		60		100		160		250			

Scanned with OKEN Scanner

Limitele intervalelor de dimensiuni (mm)	Toleranţa la netezimea suprafeţei								Toleranţe de formă geometrică şi															
	Rugozitatea Ra µm								T_F Toleranţa la curbare Toleranţa la poligonal µm								Toleranţă la ovalitatea T_{FC} Toleranţa la biconvex T_{Fe} Toleranţa la biconcav T_{Fe} Toleranţă la conicitate T_{Fe} µm							
	Clasele de precizie																							
	5	6	7	8	9	10	11	12	5	6	7	8	9	10	11	12	5	6	7	8	9	10	11	12
120...180	0,5	0,8	1,25	2,0	3,2	5,0	6,3	6,3	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	3,2	5	8	12	20	32	50	80
									2,5	4	6	10	16	25	40	60	5	8	12	20	32	50	80	120
	0,8	1,0	1,6	3,2	3,5	6,3	8,0	10	4	6	10	16	25	40	60	100	8	12	20	32	50	80	120	200
									6	10	16	25	40	60	100	160	12	20	32	50	80	120	200	300
180...250	0,8	0,8	1,25	2,0	3,2	5,0	6,3	6,3	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	3,2	5	8	12	20	32	50	100
									2,5	4	6	10	16	25	40	60	5	8	12	20	32	50	80	160
	1,0	1,25	1,6	3,2	3,5	6,3	10	12,5	4	6	10	16	25	40	60	100	8	12	20	32	50	80	120	240
									6	10	16	25	40	60	100	160	12	20	32	50	80	120	200	400
250...315	0,8	1,25	1,6	2,0	3,2	5,0	6,3	6,3	2	3	5	8	12	20	30	50	4	5	10	16	24	40	60	100
									3	5	8	12	20	30	50	80	6	8	16	24	40	60	100	160
	1,0	1,6	2	3,2	5	6,3	12,5	12,5	5	8	12	20	30	50	80	120	10	12	24	40	60	100	160	240
									8	12	20	30	50	80	120	200	16	20	40	60	100	160	240	400
315...400	0,8	1,25	2,0	3,2	3,2	6,3	10	12,5	3	3	5	8	12	20	30	50	6	6	10	16	24	40	60	100
									5	5	8	12	20	30	50	80	10	10	16	24	40	60	100	160
	1,25	1,6	3,2	5,0	5,0	8,0	12,5	16	8	8	12	20	30	50	80	120	16	16	24	40	60	100	160	240
									12	12	20	30	50	80	120	200	24	24	40	60	100	160	240	400
400...500	1,25	1,6	2,0	5,0	5,0	8,0	10	12,5	3	3	8	8	12	20	30	50	6	6	16	16	24	40	60	100
									5	5	12	12	20	30	50	80	10	10	24	24	40	60	100	160
	1,6	3,2	3,2	6,3	6,3	12,5	12,5	25	8	8	20	20	30	50	80	120	16	16	40	40	60	100	160	240
									12	12	30	30	50	80	120	200	24	24	60	60	100	160	240	400

Scanned with OKEN Scanner

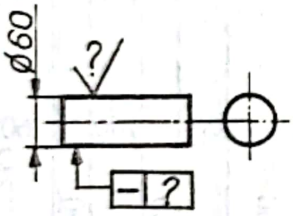
Tabelul 3.23 (continuare)

reciprocă în funcţie de precizia dimensiunilor

Toleranţa de poziţie reciprocă (şi lungimea de referinţă l)																								
Toleranţa bătăii radiale µm								Toleranţa de formă a profilului Toleranţa bătăii radiale Toleranţa la perpendicularitate Toleranţa la planitate						Toleranţa de formă a suprafeţei Toleranţa la paralelism Toleranţa la rectilinitate Toleranţa bătăii frontale										µm
								T_{poz}	l mm			T_{poz}	l mm			T_{poz}	l mm			T_{poz}	l mm			
de dimensiune																								
5	6	7	8	9	10	11	12	5				6				7				8				
5	8	12	20	30	50	80	120	4	2500			6	6300			10	10000			16	10000			
8	12	20	30	50	80	120	200	6				10	10000			16				25				
12	20	30	50	80	120	200	300	10				16	10000			25				40				
								16				25	10000			40				60				
5	8	12	20	30	50	80	120	4	6300			6	6300			10	10000			16	10000			
8	12	20	30	50	80	120	200	6																
12	20	30	50	80	120	200	300	10				10	10000			16				25				
								16																
6	10	16	25	40	60	100	160	4				10	10000			16	10000			25	10...10000			
10	16	25	40	60	100	160	250	6																
16	25	40	60	100	160	250	400	10				16	10000			25				40				
								16																
6	10	16	25	40	60	100	100	4	10000			16	10000			25	10000			40	10...10000			
10	16	25	40	60	100	160	250	6																
16	25	40	60	100	160	250	400	10				25	10000			40				60				
								16																
10	10	25	25	40	60	100	250	4				25	10000			40	10000			60	25...10000			
16	16	40	40	60	100	160	400	6																
25	25	60	60	100	160	250	600	10				40	10000			60				100				
								16																

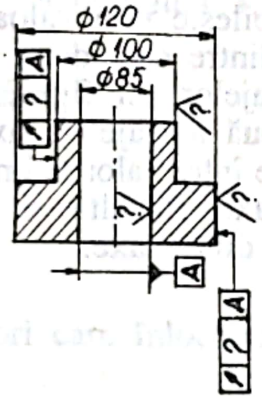
Exemple de utilizare a datelor din tabelul ...3.22

Tabelul 3.24

Nr. curent	Desenul piesei și simbolurile toleranței de: – netezime; – forma geometrică; – poziție reciprocă	Explicația notării	Precizia de dimensiune Ø>50...80			Precizia de: netezime; ✓ forma; ▭ poziție; ▭ (dependentă de toleranța de dimens.)	
			Precizia	Abateri	Toleranță		
0	1	2	3	4	5	6 clasa	7 simbolul
1	 Pentru intervalul de dimensiuni: Ø>50...80 mm Fig. 3.73	Toleranța (abaterea limită) la netezimea suprafeței; la rectilinitatea generatoarei (este de ...)	5	a_i=0; a_s=+13	Tø=+13 µm	ultra fină	– 0,0025 ×
						fină	– 0,004 0.4 ✓
						mijlocie	– 0,006 0.8 ✓
						grosolană	– 0,010 ×
			6	a_i=0; a_s=+19	Tø=+19 µm	ultra fină	– 0,004 ×
						fină	– 0,006 0.63 ✓
						mijlocie	– 0,010 0.8 ✓
						grosolană	– 0,016 ×
			7	a_i=0; a_s=+30	Tø=+30 µm	ultra fină	– 0,006 ×
						fină	– 0,010 1.25 ✓
						mijlocie	– 0,016 1.6 ✓
						grosolană	– 0,025 ×
			8	a_i=0; a_s=+46	Tø=+46 µm	ultra fină	– 0,010 ×
						fină	– 0,016 1.25 ✓
						mijlocie	– 0,025 1.6 ✓
						grosolană	– 0,040 ×
			9	a_i=0; a_s=+74	Tø=+74 µm	ultra fină	– 0,016 ×
						fină	– 0,025 2.0 ✓
						mijlocie	– 0,040 3.2 ✓
						grosolană	– 0,060 ×
În cazul în care nu se impun îngrădiri suplimentare (pe desen nu se specifică nimic) dar: A_{maxfg}<Tø; A_{maxpoz}<Tø							

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.24 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6	7
2	 Pentru intervalul de dimensiuni: ∅>80...120 mm Fig. 3.74	Bătaia radială maximum admisibilă, a celor două suprafețe cilindrice, față de axa alezajului este de ? mm, pe toată lățimea suprafețelor	5	a_i=0; a_s=+15	Tø=+15 µm	ultra fină	↗ 0,004 A ×
						fină	↗ 0,006 A 0,4
						mijlocie	↗ 0,010 A 0,8
						grosolană	* ×
			6	a_i=0; a_s=+22	Tø=+22 µm	ultra fină	↗ 0,006 A ×
						fină	↗ 0,010 A 0,63
						mijlocie	↗ 0,016 A 0,8
						grosolană	* ×
			7	a_i=0; a_s=+35	Tø=+35 µm	ultra fină	↗ 0,010 A ×
						fină	↗ 0,016 A 1,25
						mijlocie	↗ 0,025 A 1,6
						grosolană	* ×
			8	a_i=0; a_s=+54	Tø=+54 µm	ultra fină	↗ 0,016 A ×
						fină	↗ 0,025 A 1,6
						mijlocie	↗ 0,040 A 2,0
						grosolană	* ×
			9	a_i=0; a_s=+87	Tø=+87 µm	ultra fină	↗ 0,025 A ×
						fină	↗ 0,040 A 2,0
						mijlocie	↗ 0,060 A 3,2
						grosolană	* ×
			10	a_i=0; a_s=+140	Tø=+140 µm	ultra fină	↗ 0,040 ×
						fină	↗ 0,060 3,2
						mijlocie	↗ 0,100 5
						grosolană	* ×

Scanned with OKEN Scanner

– precizie de formă
– precizie de poziţie
– precizie de netezime.

Tot în respectivele paragrafe sunt date normele de reprezentare pe desen a toleranţelor şi abaterilor normelor de precizie de mai sus.

Exemplele expuse în continuare sunt tratate conform normelor ISO, indicate şi în capitolul 1 (par. 1.2; 1.3; 1.4.), (fig. 3.73, 3.74).

Stabilirea toleranţelor distanţelor dintre axe şi dintre suprafeţe

Stabilirea toleranţelor distanţelor dintre axe

Abaterea de la dimensiunea nominală a distanţei dintre axa geometrică a unui alezaj faţă de axa geometrică a altui alezaj, nu trebuie să depăşească o anumită valoare. Jocurile formate între alezajele în cauză şi arborii care constituie piesele perechi ale acestora, sunt compensatoare pentru deplasările alezajelor în raport cu axa arborilor. Compensaţia are o limită care se stabileşte prin valoarea toleranţei distanţei dintre cele două axe geometrice ale alezajelor. În fig. 3.78, sunt reprezentate două alezaje cu axele geometrice amplasate între valorile limită ale distanţei dintre axe. Rezultă de aici toleranţa distanţelor dintre axe.

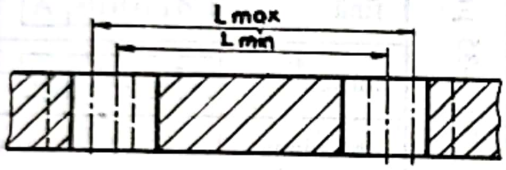


Fig. 3.78. Două alezaje amplasate între dimensiunile limită ale distanţei dintre axe

$$T_{ax}=L_{max}-L_{min}$$

Cazul a două alezaje, fără centrare

Toleranţa distanţelor dintre axele geometrice a două alezaje care au diametrul nominal D, în care se introduc doi arbori, cu diametru nominal d, se determină pentru cazul particular al asamblării dintre două piese 1 şi 2 în care sunt practicate câte două alezaje. Valoarea toleranţei stabilite pentru acest caz particular se generalizează la oricare alt caz a două alezaje oarecare. În fig. 3.79, sunt reprezentate două piese 1 şi 2 în care se practică câte două alezaje. Se consideră cazul cel mai defavorabil, cel al decalajului dintre axele geometrice; astfel, alezajele de pe piesa 1 au distanţa dintre axele geometrice L_{min}, iar alezajele de pe piesa 2 au distanţa dintre axele lor geometrice L_{max}.

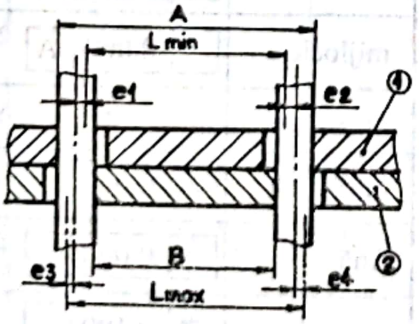


Fig. 3.79. Cazul a două alezaje fără centrare

Condiţia celei mai defavorabile situaţii este dată de relaţia:

$$e_1 \neq -e_2 \neq -e_3 \neq e_4,$$

adică excentricităţile formate vor fi inegale şi de semne diferite.

Se notează cu:

A – distanţa dintre extremităţile exterioare ale alezajelor de pe piesa 1,

B – distanţa dintre extremităţile interioare ale alezajelor de pe piesa 2.

Dacă se ia în considerare faptul, potrivit căruia alezajele având diametrul nominal D, vor fi tolerate într-un câmp de toleranţă:

$$T_D = D_{max} - D_{min}$$

şi arborii cu diametrul d, vor fi toleraţi într-un câmp de toleranţă:

$$T_d = d_{max} - d_{min}$$

pentru a îndeplini condiţia maximum acoperitoare, în calculul toleranţei distanţelor dintre axe, se vor introduce alezajele la diametrul minim (D_{min}) şi arborii la diametrul maxim (d_{max}). Cu alte cuvinte se pune condiţia ca în cazul excentricităţilor admise, chiar cele mai mici alezaje, să permită pătrunderea celor mai mari arbori, adică asamblarea să îndeplinească condiţiile interschimbabilităţii totale.

Din figura 3.79, rezultă condiţia asamblării:

$$A - B \geq 2 \cdot d_{max}$$

în care:

$$A = L_{min} + 2 \cdot \frac{D_{min}}{2} = L_{min} + D_{min}$$

$$B = L_{max} - 2 \cdot \frac{D_{min}}{2} = L_{max} - D_{min}$$

valori care înlocuite în relaţia de condiţie a asamblării, rezultă:

$$L_{min} + D_{min} - L_{max} + D_{min} = 2 \cdot d_{max}$$

$$2D_{min} - (L_{max} - L_{min}) = 2 \cdot d_{max}$$

în care

$$L_{max} - L_{min} = T_{ax}, \text{ deci:}$$

$$2(D_{min} - d_{max}) = T_{ax} \text{ unde:}$$

$$D_{min} - d_{max} = J_{min},$$

deci valoarea toleranţei distanţei dintre axele geometrice ale alezajelor considerate devine:

$$T_{ax} = 2 \cdot J_{min} \qquad (3.4.1.)$$

Cazul a două alezaje, în care unul este coordonat cu altul centrat, luat ca bază.

Schema este redată în figura 3.80.

Condiţia asamblării:

Scanned with OKEN Scanner

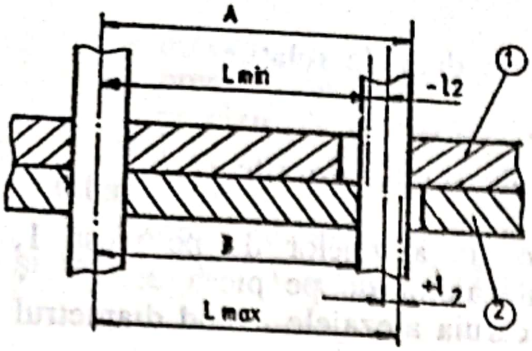


Fig. 3.80. Un alezaj coordonat în funcţie de altul centrat

$$A-B\geq d_{max}$$

$$A = L_{min} + \frac{D_{min}}{2}$$

$$B = L_{max} - \frac{D_{min}}{2}$$

$$L_{min} + \frac{D_{min}}{2} - L_{max} + \frac{D_{min}}{2} = d_{max}$$

$$D_{min}-(L_{max}-L_{min})=d_{max}$$

$$T_{ax}=J_{min} \qquad (3.4.2)$$

Cazul mai multor alezaje amplasate în colţurile unui poligon. În figura 3.81 sunt redate două din cele şase alezaje amplasate, în cazul exemplului de faţă în colţurile unui hexagon. Centrele alezajelor sunt excentrice cu valoarea „e". Din relaţia (3.4.2) rezultă pentru excentricitate valoarea:

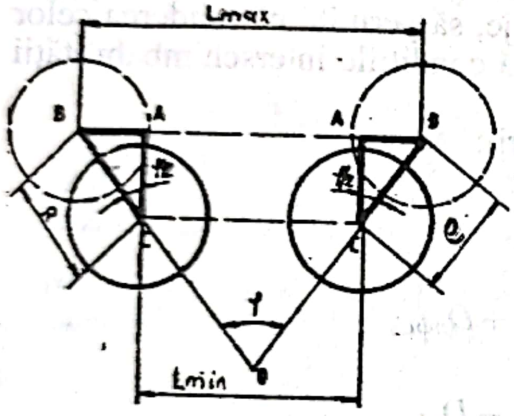


Fig. 3.81. Două alezaje din vârfurile unui poligon regulat

$$e \geq D_{min}-d_{max} \text{ adică: } e \geq J_{min}$$

$$e = \frac{AB}{\sin\frac{\varphi}{2}},$$

unde „e" sau toleranţa distanţei dintre axe a două alezaje cu centrare (în punctul 0) conform formulei 3.4.2. $e=Jmin$, deci

$$J_{min} = \frac{AB}{\sin\frac{\varphi}{2}} = \frac{\frac{L_{max}-L_{min}}{2}}{\sin\frac{\varphi}{2}} = \frac{\frac{T_{ax}}{2}}{\sin\frac{\varphi}{2}};$$

$$T_{ax} = 2\cdot J_{min}\cdot\sin\frac{\varphi}{2} \quad \text{unde} \quad \frac{\varphi}{2}=\frac{\pi}{n} \quad \text{deci}$$

$$T_{ax} = 2\cdot J_{min}\cdot\sin\frac{\pi}{n} \qquad (3.4.3)$$

unde n este numărul de colţuri ale poligonului.

Rezultă: – pt. n=3; $T_{ax}=1{,}73\cdot J_{min}$
– pt. n=5; $T_{ax}=1{,}18\cdot J_{min}$
– pt. n=10; $T_{ax}=0{,}62\cdot J_{min}$
– pt. n=12; $T_{ax}=0{,}52\cdot J_{min}$

Stabilirea toleranţelor distanţelor dintre suprafeţe. O anumită cotă nominală L care defineşte distanţa dintre două suprafeţe paralele S_1 şi S_2, urmează să fie tolerată. Aici se tratează spre exemplu, grosimea segmenţilor de piston, lărgimea canalelor respective, lăţimea şi grosimea penelor prismatice, dimensiunile pentru chei, distanţa pentru feţele paralele ale piuliţelor, lăţimea săniilor şi a ghidajelor pe feţele lor paralele etc.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru stabilirea toleranței distanței dintre două suprafețe $T_{S1 \rightarrow S2}$, se consideră că aceasta este egală cu toleranța unui diametru echivalent fictiv:

$$T_{S1 \rightarrow S2}=T_{\varnothing}$$

cu condițiile:

a) lungimea asamblării cilindrice pe diametrul fictiv echivalent $\varnothing$, să fie egală cu o dată și jumătate diametrul respectiv;

$$l=1,5\varnothing$$

b) suprafața asamblării cilindrice (S_{cil}) să fie egală cu proiecția lui $S1$ pe $S2$. (Proiecția unei suprafețe pe cealaltă între care se calculează toleranța $T_{S1 \rightarrow S2}$):

$$S_{cil}=Pr_{S1 \rightarrow S2}$$

$$S_{cil}=\pi \cdot \varnothing \cdot 1,$$

în care înlocuind relația din condiția a):

$$S_{cil}=\pi \cdot \varnothing \cdot 1,5 \cdot \varnothing$$

$$S_{cil}=1,5 \cdot \pi \cdot \varnothing^2$$

Din condiția b) rezultă:

$$S_{cil}=Pr_{S1 \rightarrow S2}$$

$$Pr_{S1 \rightarrow S2}=1,5 \cdot \pi \cdot \varnothing^2$$

de unde:

$$\varnothing=\sqrt{\frac{Pr_{S1 \rightarrow S2}}{1,5 \cdot \pi}} \qquad (3.4.4)$$

Cu această formulă se calculează valoarea diametrului echivalent $\varnothing$. Toleranța acestuia, care va fi egală cu toleranța distanței dintre cele două suprafețe, va fi:

$$T_{\varnothing}=c_x \cdot i=c_x \cdot \left(0,45 \sqrt[3]{\varnothing_m}+0,001 \varnothing_m\right)$$

deci:

$$T_{S1 \rightarrow S2}=c_x \cdot \left(0,45 \sqrt[3]{\varnothing_m}+0,001 \varnothing_m\right)$$

în care se va alege un c_x din tabele pentru o clasă de precizie adecvată lungimii care definește distanța dintre cele două suprafețe S_1 și S_2.

Metodele de uzinare asigură realizarea unor precizii superioare la folosirea în condiții normale a rectificării plane și a rodării, decât chiar la prelucrarea pieselor cilindrice.

Totuși, la prescrierea toleranțelor privind dimensiunile liniare, trebuie avută în vedere precizia deficitară de montaj a pieselor delimitate de suprafețe plane, față de piesele cilindrice.

Exemplu: Să se calculeze toleranța distanței dintre două suprafețe S_1 și S_2 ($S_1=S_2=5000$ mm^2):

Scanned with OKEN Scanner

$$\varnothing = \sqrt{\frac{5000}{1,5 \cdot \pi}} = 32,7 = 33\ mm$$

$$T_{\varnothing} = c_x \cdot i = c_x \cdot \left(0,45 + \sqrt[3]{\varnothing_m} + 0,001 \varnothing_m\right)$$

unde:

$$\varnothing_m = \frac{30 + 50}{2} = 40\ mm$$

$$T_{\varnothing} = C_x \cdot \left(0,45 \sqrt[3]{40} + 0,001 \cdot 40\right)$$

Se alege un număr de unităţi de toleranţă pentru o clasă de precizie corespunzătoare specificului piesei respective. Spre exemplu, se poate opinia asupra clasei a 8-a pentru care:

$$C_8 = 25$$

deci:

$$T_{\varnothing} = 25 \cdot \left(0,45 \sqrt[3]{40} + 0,001 \cdot 40\right) = 0,039\ mm = T_{S1 \to S2}$$

În cazul în care se alege o clasă de precizie mai avansată se va obţine:

– pentru clasa a 7-a:

$$C_7 = 16$$

$$T_{\varnothing} = 0,025\ \text{mm} = T_{S1 \to S2}$$

– pentru clasa a 6-a:

$$C_6 = 10$$

$$T_{\varnothing} = 0,016\ \text{mm} = T_{S1 \to S2}$$

Să se calculeze toleranţa distanţei dintre suprafeţele unui trunchi de piramidă, cu înălţimea h=50 mm, cu suprafaţa bazei mici S_1=2500 mm^2, la clasele 6 şi 7.

$$T_{S1 \to S2} = T_{\varnothing} = C_x \cdot i = C_x \cdot \left(0,45 \cdot \sqrt[3]{\varnothing_m} + 0,001 \cdot \varnothing_m\right)$$

$T_{\varnothing} = IT_x$ (notaţie după ISO, vezi TAB. B. cap. 3)

$$\varnothing = \sqrt{\frac{\text{Pr}_{S1 \to S2}}{1,5 \cdot \pi}}$$

$$\text{Pr}_{S1 \to S2} = S_1; \qquad \varnothing = \sqrt{\frac{2500}{1,5 \cdot \pi}} = 23,03 \approx 23\ mm$$

Aici se renunţă la calculul lui $T_{\varnothing} = IT_x$, care se ia din TAB. B (vezi cap. 3), în care apar calculate valorile lui IT_x pentru fiecare clasă de precizie şi pentru limitele intervalelor de dimensiuni, cuprinse între 1...500 mm.

– *la clasa a 6-a*

$T_{S1 \to S2} = IT6 = 13$ µm; $A_{sh} = +0,007$ µm; $A_{ih} = -0,007$ µm; (13≈14)

Scanned with OKEN Scanner

h_{max}=50,007 mm; h_{min}=49,993 mm;

$IT6=A_{sh}-A_{ih}=h_{max}-h_{min}$=0,007– (– 0,007)=50,007– 49,993=14 µm.

– *la clasa a 7-a*

$T_{S1\rightarrow S2}=IT7$=21≈22 µm; A_{sh}=+0,011 µm; A_{ih}=– 0,011 µm; h_{max}=50,011 mm;

h_{min}=49,989 mm;

$IT7=A_{sh}-A_{ih}=h_{max}-h_{min}$=+0,011– (– 0,011)=50,011– 49,989=22 µm.

Scanned with OKEN Scanner

CAPITOLUL 4

NOȚIUNI DE BAZĂ DESPRE INTERSCHIMBABILITATE

4.1. Esența interschimbabilității și scopurile ei

Piesele, în speță organele de mașini care compun subansamblele, grupele, ansamblele și agregatele, vin în contact reciproc prin împerechere, perechile de piese în ansamblul lor formând lanțul cinematic scontat. Contactul se realizează pe diferite suprafețe, ale căror formă și poziție este determinată de dimensiunile fiecărei piese în parte. Poziția reciprocă a suprafețelor pieselor perechi este dată de valoarea dimensiunilor liniare de contact. Aceasta asigură realizarea unui scop final, urmărit în sensul de a oferi pieselor un anumit grad de mobilitate, sau de a le obliga la păstrarea unui anumit grad de fixare. Condițiile impuse de unul din cele două comportamente sunt realizate la diferite grade ale caracteristicii funcționale (fixare sau mobilitate mai mare sau mai mică) când, dimensiunile de asamblare ale pieselor sunt executate cu precizia prescrisă, și după un ajustaj anumit. Dacă pentru un număr oarecare de piese de același fel, se respectă precizia prescrisă și execuția după un anumit ajustaj, piesele în cauză satisfac condițiile interschimbabilității (conform gradului de precizie prevăzut).

Se înțelege prin interschimbabilitate, proprietatea pieselor de aceeași natură și fel, de a putea fi schimbate între ele, fără o prealabilă sortare, reglare sau ajustare, funcționarea realizându-se în condițiile tehnice scontate.

4.2. Clasificare; definiții

Interschimbabilitatea, acceptată conform definiției de mai sus, nu acordă nici o concesie, care poate să fie referitoare la o anumită atitudine preferențială

Scanned with OKEN Scanner

de sortare a pieselor pe grupe de dimensiuni, sau referitoare la un anumit mod de reglare, ori la o anumită metodă de ajustare.

4.2.1. Interschimbabilitatea se clasifică:

– după gradul de complexitate în aplicarea ei, conform căreia se obţine:

4.2.1.1. Interschimbabilitatea totală (la care definiţia de mai sus se aplică fără restricţii).

4.2.1.2. Interschimbabilitatea limitată (parţială sau incompletă), care se clasifică în:

4.2.1.2.1. Interschimbabilitatea prin sortare.

4.2.1.2.2. Interschimbabilitatea prin reglare.

4.2.1.2.3. Interschimbabilitatea prin ajustare.

La realizarea interschimbabilităţii totale apar probleme care constituie dificultăţi tehnologice, determinate de măriri ale costului de prelucrare. Costul de prelucrare poate să fie realizat la valori convenabile, chiar şi în condiţiile interschimbabilităţii totale, în cadrul unor producţii de serie sau de masă. Pentru anumite situaţii, între condiţiile constructive şi cele tehnologice – care se limitează reciproc – se admit soluţii de compromis, care în nici un caz nu vizează precizia de prelucrare impusă. În acest sens de apelează la interschimbabilitatea parţială. De exemplu, la prelucrarea unui ajustaj cu joc (fig. 4.1.a), se necesită a obţine o toleranţă de joc între J_{max}=60 μm; J_{min}=20 μm.

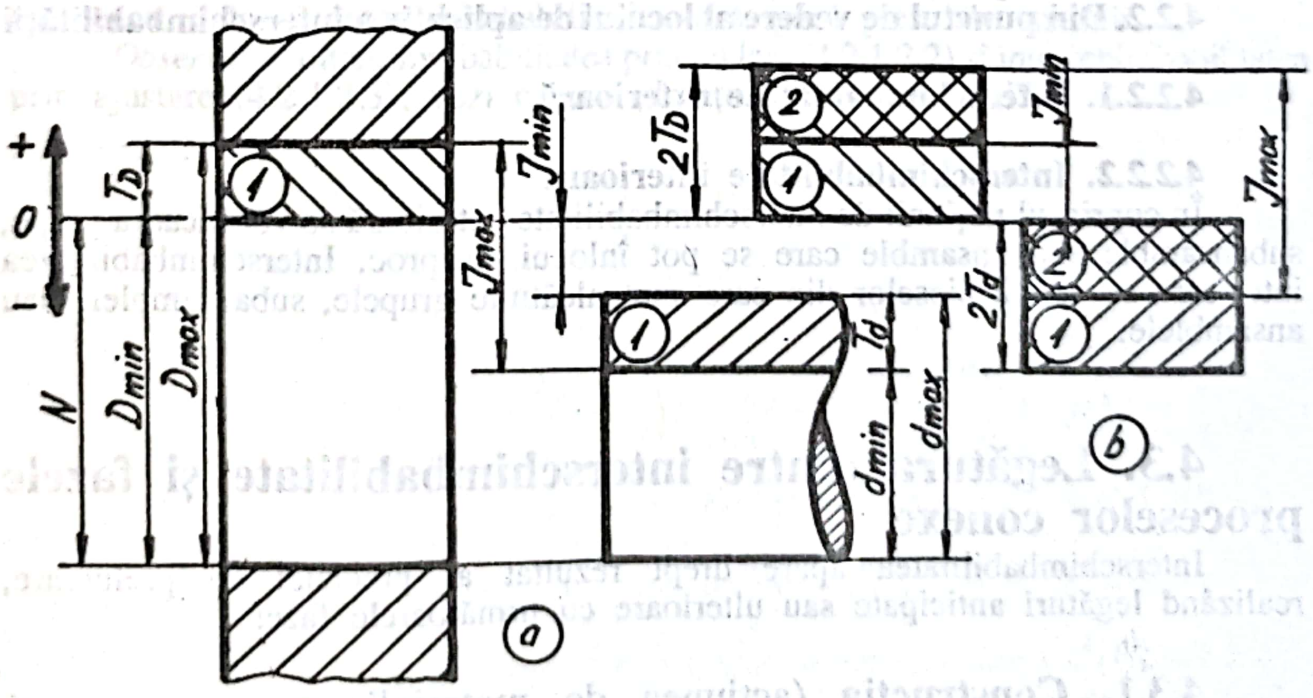


Fig. 4.1. Exemplu de interschimbabilitate prin sortare.

Scanned with OKEN Scanner

De la „relaţiile fundamentale“ (1.1.6.6), rezultă:

$$T_j = J_{max} - J_{min} = T_D + T_d,$$

deci pentru cazul de mai sus:

$$T_j = 40 \ \mu m.$$

În urma alegerii ajustajului, să presupunem că pentru alezaj a rezultat o toleranţă: T_D=20 µm, iar pentru arbore T_d=20 µm.

În cazul în care, din punct de vedere tehnologic, prelucrarea pieselor, mai ales în producţie de serie, se face în condiţii deficitare sub aspectul economic, se va adopta o metodă de interschimbabilitate parţială şi anume o interschimbabilitate selectivă. Pentru aceasta se va proceda în felul următor:

– se amplifică fiecare câmp de toleranţă de un anumit număr de ori, (fig. 4.1.b). Acest număr de amplificare, va constitui şi numărul de grupe de precizie al fiecărei piese (în exemplul dat, amplificarea a fost făcută cu 2);

– se numerotează fiecare câmp de toleranţă cu cifre reprezentând numărul de ordine al grupului (în cazul nostru ① şi ②);

– se prelucrează piesele în câmpuri de toleranţă $2T_D$ şi $2T_d$, fapt care facilitează mult tehnologia şi micşorează costul prelucrării;

– se măsoară piesă de piesă, atât arborii cât şi alezajele, şi se selectează în funcţie de cele două grupe de dimensiuni;

– se asamblează piesele alezaje, cu arbori din grupa ① şi la fel cele din grupa ②.

În acest mod se rezolvă o precizie de asamblare dorită (T_j=40 µm şi T_D①+T_d①=40 µm, iar T_D②+T_d②=40 µm).

4.2.2. Din punctul de vedere al locului de aplicaţie a interschimbabilităţii

4.2.2.1. Interschimbabilitate exterioară

4.2.2.2. Interschimbabilitate interioară

În cuprinsul noţiunii de interschimbabilitate exterioară se vor încadra grupe, subansamble sau ansamble care se pot înlocui reciproc. Interschimbabilitatea interioară se aplică pieselor din care sunt alcătuite grupele, subansamblele sau ansamblele.

4.3. Legătura dintre interschimbabilitate şi fazele proceselor conexe

Interschimbabilitatea apare drept rezultat al preciziei de prelucrare, realizând legături anticipate sau ulterioare cu următoarele faze:

4.3.1. Construcţia (acţiunea de materializare a concepţiei tehnice, sub formă grafică)

Scanned with OKEN Scanner

Realizează legături cu interschimbabilitatea prin *„calitatea tehnologică", prin care se înţelege proprietatea pieselor de a avea o formă cât mai simplă, simplificarea făcându-se la limita detrimentului funcţional.* Simplificarea formei pieselor atrage după sine o prelucrare facilă, de unde şi ieftinirea proceselor de prelucrare, de asemenea se asigură simplificarea montajului şi facilitatea şi rapiditatea proceselor de măsurare şi control.

4.3.2. Proiectarea

Realizează legături cu interschimbabilitatea, prin aplicarea pe desen a normelor de stabilire a dimensiunilor limită admisibile, după un prealabil calcul al sistemului de toleranţe şi ajustaje. De asemenea, legătura se face aici şi prin utilizarea elementelor normalizate.

4.3.3. Procesele de producţie şi acţiunile de control tehnic de calitate

Sunt legate de interschimbabilitate prin alegerea corectă a maşinilor unelte, alegerea celor mai productive metode de prelucrare, utilizarea intensă a mijloacelor automate de măsurare sau a celor de sortare.

4.3.4. Montajul

Se face fără dificultăţi, putându-se adopta mijloace mecanizate şi automatizate de montaj.

4.3.5. Exploatarea

Se face cunoscându-se caracteristicile şi performanţele produsului finit. De asemenea, datorită interschimbabilităţii, se asigură piese de schimb.

Observaţie: Interschimbabilitatea prin reglare (4.2.1.2.2) şi interschimbabilitatea prin ajustare (4.2.1.2.3), vezi cap. 5 „Lanţuri de dimensiuni".

Scanned with OKEN Scanner

CAPITOLUL 5

LANȚURI DE DIMENSIUNI

O anumită piesă asamblată formează cu perechea sa un ajustaj. În înlănțuirea cinematică stabilită în conformitate cu o anumită schemă funcțională, fiecare piesă din perechea respectivă poate să realizeze altă împerechere, formând o succesiune de ajustaje. Ia naștere un lanț cinematic. Fiecărei piese în parte, fiindu-i caracteristică o anumită dimensiune, se formează prin împerecherea succesivă un lanț de dimensiuni.

Se înțelege prin lanț de dimensiuni, o succesiune anumită de cote, care formează un contur închis. Aceste cote definesc diametre (raze), distanțe dintre suprafețe, distanțe dintre axe, jocuri, strângeri, sau oricare dimensiune constructivă sau de montaj, a unui organ de mașină.

5.1. Clasificarea lanțurilor de dimensiuni

5.1.1. Din punctul de vedere al legăturii pe care o realizează lanțul, cu locul pe care îl ocupă în schema de ansamblu:

5.1.1.1. Lanțuri de dimensiuni ale pieselor considerate individual;

5.1.1.2. Lanțuri de dimensiuni de asamblare, care se subîmpart în:

5.1.1.2.1. Lanțuri de dimensiuni de legătură;

5.1.1.2.2. Lanțuri de dimensiuni ale ansamblului.

Scanned with OKEN Scanner

5.1.2. După natura mărimii considerate

5.1.2.1. Lanţuri de dimensiuni liniare;

5.1.2.2. Lanţuri de dimensiuni unghiulare;

5.1.2.3. Lanţuri de dimensiuni combinate.

5.1.3. După felul amplasării în spaţiu a verigilor lanţurilor:

5.1.3.1. Lanţuri de dimensiuni liniare paralele;

5.1.3.2. Lanţuri de dimensiuni plane, în care elementele sunt dimensiuni liniare (paralele cu un plan), sau dimensiuni unghiulare aşezate într-un plan sau în plane paralele.

5.1.3.3. Lanţuri de dimensiuni spaţiale, în care elementele sunt dimensiuni liniare (paralele sau neparalele), sau dimensiuni unghiulare aşezate în plane paralele.

5.2. Rezolvarea lanţurilor de dimensiuni liniare paralele

Cel mai simplu lanţ de dimensiuni liniar paralel este un ajustaj cu joc (fig. 5.1). Cele trei dimensiuni ale ajustajului cu joc D, d şi J, alcătuiesc succesiunea de lungimi, $L_1 \rightarrow L_2 \rightarrow L_0$, care formează un contur închis, între „frontul de plecare (f.p.)" şi „frontul de întoarcere (f.î)".

În cazul exemplului unui arbore în trepte (fig. 5.2), cotele sale x_1, x_2, x_3, x_4 şi x_5, formează un lanţ de dimensiuni al cotelor: $L_1 \rightarrow L_2 \rightarrow L_3 \rightarrow L_4 \rightarrow L_0$. Un lanţ de dimensiuni este format din două feluri de dimensiuni:

– Dimensiuni componente: L_1 şi L_2, în cazul din figura 5.1, L_1, L_2, L_3, L_4, în cazul din fig. 5.2, sau considerând un caz general cu „n" dimensiuni componente, acestea vor fi: $L_1, L_2, L_3, L_4 \ldots L_n$;

– Dimensiune de închidere L_0, care este cota ce închide lanţul de dimensiuni. Aceasta este definibilă prin dimensiunile componente. (Atât dimensiunile componente cât şi dimensiunea de închidere, pot fi numite: verigi componente, respectiv verigă de închidere a lanţului de dimensiuni). În cele două exemple date anterior, sunt valabile relaţiile: $D - d = J$; $D - d - J = 0$,

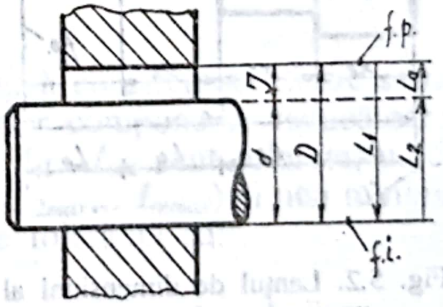


Fig. 5.1. Lanţul de dimensiuni la un ajustaj cu joc

$$L_1 - L_2 = L_0;\ L_1 - L_2 - L_0 = 0, \qquad (5.2.1)$$

pentru primul exemplu, şi:

$$x_1 - x_2 - x_3 - x_4 = x_5;\ x_1 - x_2 - x_3 - x_4 - x_5 = 0,$$

sau:

$$L_1 - L_2 - L_3 - L_4 = L_0;\ L_1 - L_2 - L_3 - L_4 - L_0 = 0 \qquad (5.2.2)$$

pentru cel de-al doilea exemplu.

În cazul general cu „n" dimensiuni componente, ecuaţia lanţului va fi:

$$L_1 - L_2 - L_3 - \ldots - L_n = L_0;\ L_1 - L_2 - L_3 - \ldots - L_n - L_0 = 0. \qquad (5.2.3)$$

După felul în care se comportă faţă de dimensiunea de închidere (L_0), dimensiunile componente ($L_1 \ldots L_n$) se clasifică în:

– *dimensiuni componente măritoare (L_m)*, cele care dacă ne imaginăm că cresc, prin creşterea lor, ar determina o mărire a dimensiunii de închidere L_0;

– *dimensiuni componente reducătoare (L_r)*, cele care, dacă ne imaginăm că cresc, prin creşterea lor ar determina o reducere a dimensiunii de închidere L_0.

În cazurile exemplificate anterior (fig. 5.1), $D = L_1$, este dimensiune componentă măritoare ($L_1 m$), deoarece la o creştere prezumtivă a sa, aceasta se poate face numai pe seama măririi lui L_0.

(Când se face analiza, în baza acestui criteriu, al naturii unei dimensiuni componente, celelalte dimensiuni componente se consideră invariabile).

În aceeaşi figură, $d = L_2$, este dimensiune componentă reducătoare ($L_2 r$), deoarece la o creştere prezumtivă a sa, dimensiunea de închidere L_0 se reduce.

La baza aceloraşi criterii, în cazul exemplului din fig. 5.2, se stabilesc L_1 – măritor – deci $L_1 m$ şi L_2, L_3, L_4 – reducătoare – deci L_{2r}, L_{3r}, L_{4r}.

Într-un caz general cu $L_1 \ldots L_n$ dimensiuni componente, se vor considera drept dimensiuni componente măritoare L_{1m}, $L_{2m} \ldots L_{jm}$, şi dimensiuni componente reducătoare: $L_{(j+1)r} \ldots L_{nr}$.

Ecuaţia acestui lanţ de dimensiuni, va avea forma:

$$(L_{1m} + L_{2m} + \ldots + L_{jm}) - (L_{(j+1)r} + \ldots + L_{nr}) - L_0 = 0 \qquad (5.2.4)$$

La rezolvarea lanţurilor de dimensiuni liniare paralele se pun două probleme:

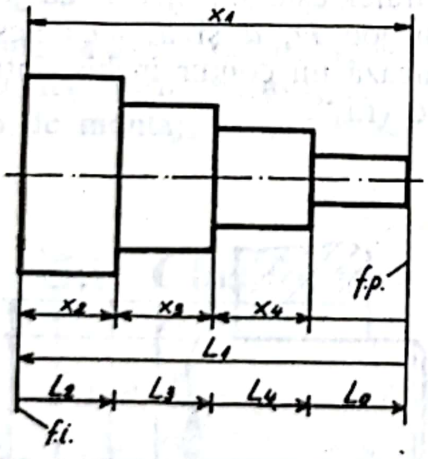


Fig. 5.2. Lanţul de dimensiuni al unui arbore în trepte.

5.2.1. Problema directă;

5.2.2. Problema inversă.

Cele două probleme se rezolvă prin două metode de bază:

– metoda teoretică de calcul;

– metoda practică de calcul.

Scanned with OKEN Scanner

5.2.1. Rezolvarea lanţului de dimensiuni, la problema directă, metoda teoretică de calcul.

La problema directă sunt date:

– mărimile elementelor componente:

$$L_1,\ L_2,\ L_3 \rightarrow Ln;$$

– abaterile acestora:

$$(As_1;\ Ai_1);\ (As_2;\ Ai_2);\ (As_3;\ Ai_3);\ \rightarrow\ (As_n;\ Ai_n),$$

din care rezultă toleranţele lor:

$$T_1,\ T_2,\ T_3 \rightarrow Tn;$$

(Toate aceste valori au fost anterior stabilite prin parcurgerea cronologică a punctelor de la cap. 1, 2 şi 3).

La problema directă se cer a fi rezolvate următoarele valori:

L_0 – lungimea dimensiunii de închidere;
T_0 – toleranţa dimensiunii de închidere;
A_{s0}; A_{i0} – abaterile dimensiunii de închidere.

Din fig. 5.2, rezultă:

$$L_0=L_{1m}-\ (L_2r+L_3r+L_4r). \tag{5.2.5}$$

Pentru cazul general, cu „n" dimensiuni componente, se face analiza fiecărei dimensiuni în parte, stabilindu-se natura lor, ca fiind măritoare (L_m), sau reducătoare (L_r). Considerând elementele măritoare între L_1 şi L_j, iar cele reducătoare între $L_{(j+1)}...L_n$, dimensiunea de închidere L_0 va avea următoarea valoare:

$$L_0=L_{1m}+L_{2m}+...+L_{jm}-\ [L_{(j+1)r}+L_{(j+2)r}+...+L_{nr}], \tag{5.2.6}$$

sau:

$$L_o = \sum_{i=1}^{j} L_{im} - \sum_{i=j+1}^{n} L_{ir}, \tag{5.2.7}$$

adică, valoarea elementului de închidere L_0, este egală cu diferenţa dintre suma lungimilor componente măritoare, şi suma lungimilor componente reducătoare.

Deoarece lungimile elementelor componente $L_1...L_n$, sunt tolerate, adică sunt cuprinse fiecare între o valoare maximă (L_{1max}, L_{2max},...L_{nmax}) şi una minimă (L_{1min}, L_{2min},...L_{nmin}), cu alte cuvinte având fiecare toleranţa sa:

$$\begin{aligned} T_1&=L_{1max}-\ L_{1min},\\ T_2&=L_{2max}-\ L_{2min},\\ &\cdot\\ &\cdot\\ &\cdot\\ T_n&=L_{nmax}-\ L_{nmin}, \end{aligned} \tag{5.2.8}$$

Scanned with OKEN Scanner

și lungimea de închidere L_0 va rezulta între limitele unui câmp de toleranță T_0, cu valoarea:

$$T_0=L_{0max}-L_{0min}; \tag{5.2.9}$$

în care: L_{0max}, se obține din relațiile (5.2.6 sau 5.2.7), când la scăzător $\left(\sum_{i=1}^{j} L_{im}\right)$, se atribuie valorile maxime ale lui L_i: $(L_{1max}\ldots L_{jmax})$, iar la descăzut $\left(\sum_{i=j+1}^{n} L_{ir}\right)$, valorile minime ale lui L_i: $(L_{(j+1)min}\ldots L_{nmin})$:

$$L_{0max}=L_{1mmax}+L_{2mmax}+\ldots+L_{jmmax}-[L_{(j+1)rmin}+\ldots+L_{nrmin}],$$

sau

$$L_{o\max}=\sum_{i=1}^{j} L_{im\max}-\sum_{i=j+1}^{n} L_{ir\min}. \tag{5.2.10}$$

L_{0min}, se obține din relațiile (5.2.6 sau 5.2.7), când la scăzător $\left(\sum_{i=1}^{j} L_{im}\right)$, se atribuie valorile minime ale lui L_i: $(L_{1min}\ldots L_{jmin})$, iar la descăzut $\left(\sum_{i=j+1}^{n} L_{ir}\right)$, valorile maxime ale lui L_i, $L_{(j+1)max}\ldots L_{nmax}$):

$$L_{0min}=L_{1mmin}+\ldots+L_{jmmin}-[L_{(j+1)rmax}+\ldots+L_{nrmax}],$$

sau

$$L_{o\min}=\sum_{i=1}^{j} L_{im\min}-\sum_{i=j+1}^{n} L_{ir\max}. \tag{5.2.11}$$

Înlocuind valorile din relațiile (5.2.10 și 5.2.11), în relația (5.2.9) și scăzând termen cu termen se obține:

$$T_0=(L_{1mmax}-L_{1mmin})+\ldots+(L_{jmmax}-L_{jmmin})-(L_{(j+1)rmin}-(-L_{(j+1)rmax}))-\ldots$$
$$\ldots(L_{nrmin}-(-L_{nrmax})),$$

$$T_0=(L_{1mmax}-L_{1mmin})+\ldots+(L_{jmmax}-L_{jmmin})+(L_{(j+1)rmax}-L_{(j+1)rmin})+\ldots+(L_{nrmax}-L_{nrmin}).$$

Din relația 5.2.8, rezultă valorile din paranteze ca fiind egale cu toleranțele $(T_1\ldots T_n)$, ale fiecărei verigi componente $(L_1\ldots L_n)$:

$$T_0=T_1+\ldots+T_j+T_{(j+1)}+\ldots+T_n,$$

$$T_o=\sum_{i=1}^{n} T_i \tag{5.2.12}$$

Deci cea de-a doua valoare pe care o pune spre rezolvare problema directă, toleranța (T_0) a elementului de închidere (L_0), este egală cu suma toleranțelor $(T_1\ldots T_n)$, ale elementelor componente $(L_1,..L_n)$.

Scanned with OKEN Scanner

Rămân de calculat abaterile elementului de închidere. Din relaţiile diametrelor rezultă valorile abaterilor:

$$D_{max}=N+A_s, \quad A_s=D_{max}-N,$$
$$D_{min}=N+A_i, \quad A_i=D_{min}-N,$$
$$d_{max}=N+a_s, \quad a_s=d_{max}-N,$$
$$d_{min}=N+a_i, \quad a_i=d_{min}-N,$$

adică orice abatere superioară este egală cu mărimea maximă tolerată a dimensiunii respective, mai puţin cota sa nominală, iar o abatere inferioară, este egală cu mărimea minimă tolerată a dimensiunii respective, mai puţin cota nominală. În concordanţă cu aceasta, în cazul nostru se obţin:

$$A_{s0}=L_{0max}-L_0 \text{ şi } A_{i0}=L_{0min}-L_0. \tag{5.2.13}$$

Prin înlocuirea valorilor L_{0max}, relaţia (5.2.10), L_{0min}, relaţia (5.2.11), şi L_0, relaţia (5.2.6), se obţin:

$$A_{s0}=[(L_{1mmax}+\ldots+L_{jmmax})-(L_{(j+1)rmin}+\ldots+L_{nrmin})]-[(L_{1m}+\ldots+L_{jm})-(L_{(j+1)r}+\ldots+L_{nr})],$$

grupând termen cu termen asemenea:

$$A_{s0}=[(L_{1mmax}-L_{1m})+\ldots+(L_{jmmax}-L_{jm})]-[(L_{(j+1)rmin}-L_{(j+1)r})-\ldots-(L_{nrmin}-L_{nr})],$$
$$A_{s0}=[(L_{1mmax}-L_{1m})+\ldots+(L_{jmmax}-L_{jm})]-[(L_{(j+1)r}-L_{(j+1)rmin})+\ldots+(L_{nr}-L_{nrmin})],$$
$$A_{s0}=A_{s1m}+\ldots+A_{sjm}-(A_{i(j+1)r}+\ldots+A_{inr}),$$
$$A_{so}=\sum_{i=1}^{j}A_{(i)sm}-\sum_{i=j+1}^{n}A_{(i)ir}, \tag{5.2.14}$$

adică abaterea superioară (As_0), a elementului de închidere (L_0), este egală cu diferenţa dintre, suma abaterilor superioare a verigilor măritoare şi suma abaterilor inferioare a verigilor reducătoare. (Termenul i al sumei a fost introdus în paranteză pentru a nu fi confundat cu litera i a indicaţiei „inferior").
Analog se procedează pentru stabilirea valorii lui A_{i0}:

$$A_{i0}=[(L_{1mmin}+\ldots+L_{jmmin})]-[L_{(j+1)rmax}+\ldots+L_{nrmax}]-[(L_{1m}+\ldots+L_{jm})-(L_{(j+1)r}+\ldots+L_{nr})],$$
$$A_{i0}=A_{i1m}+\ldots A_{ijm}-[(A_{s(j+1)r}+\ldots+A_{snr})],$$

sau:

$$A_{io}=\sum_{i=1}^{j}A_{(i)im}-\sum_{i=j+1}^{n}A_{(i)sr}, \tag{5.2.15}$$

adică, abaterea inferioară (A_{i0}), a elementului de închidere (L_0), este egală cu diferenţa dintre, suma abaterilor inferioare ale verigilor măritoare, şi suma abaterilor superioare ale verigilor reducătoare.

Valorile abaterilor A_{s0} şi A_{i0}, pot avea semn pozitiv sau negativ, sau oricare dintre ele poate să rezulte nulă (fig. 5.4.).

Scanned with OKEN Scanner

5.2.2. Rezolvarea lanţului de dimensiuni, la problema inversă, metoda teoretică de calcul.

Prin parcurgerea punctelor de la cap. 3, întotdeauna se vor obţine drept „date" ale problemei, valorile enumerate la „problema directă", adică:

$$L_1 \ldots L_n,$$

$$(A_{s1}, A_{i1}) \ldots (A_{sn}, A_{in}) \text{ şi } T_1 \ldots T_n.$$

La „problema inversă", de unde îi derivă şi denumirea generică, se va proceda invers decât la „problema directă". Aceasta constă în aceea că, nu se vor determina drept mărimi rezultate valorile lui L_0, T_1 şi (A_{s0}, A_{i0}). Ţinând seama că una dintre mărimile lanţului de dimensiuni, este de o covârşitoare importanţă funcţională, aceasta se va impune la valorile de precizie cerute de constructor, sub forma unui L_0, specificat valoric, cu un T_0 anumit, şi cu As_0 şi Ai_0, bine stabilite. Calculul comportă efectuarea pe baza unei metode inverse, a unor corecţii asupra lui $L_1 \ldots L_n$ şi $T_1 \ldots T_n$, astfel încât valorile impuse (pentru L_0, T_0 şi As_0, Ai_0) să fie respectate la parametrii ceruţi.

Practic aceasta se traduce prin aceea că, la problema inversă sunt date: L_0, T_0 (A_{s0} şi A_{i0}), iar $L_1 \ldots L_n$ şi $T_1 \ldots T_n$, care sunt cunoscute aprioric, vor fi adaptate prin corecţii, astfel încât ecuaţia de bază a lanţului de dimensiuni să fie respectată. Corecţiile stabilite prin calcul se vor opera efectiv asupra mărimilor în cauză, trecându-se pe desenul de ansamblu şi pe cele de detaliu, valorile noilor mărimi corectate.

Pentru rezolvarea problemei inverse se procedează în felul următor:

– se cunoaşte de la problema directă (relaţia 5.2.12):

$$T_0 = T_1 + \ldots + T_2 + \ldots + T_n.$$

Aceasta se poate exprima, cunoscând că o toleranţă este egală cu produsul dintre, numărul unităţilor de toleranţă şi unitatea de toleranţă:

$$C_0 \cdot i_0 = c_{x1} \cdot i_1 + c_{x2} \cdot i_2 + \ldots + c_{xn} \cdot i_n, \qquad (5.2.16)$$

în care: c_x – numărul unităţii de toleranţă (dat în tabele în funcţie de clasa de precizie, stabilită pentru fiecare element component $L_1 \ldots L_n$);

$i = 0{,}45\sqrt[3]{L_{med}} + 0{,}001 \cdot L_{med}$, unitate de toleranţă

Deci:

$$c_o \cdot i_o = c_{x1}\left(0{,}45\sqrt[3]{L_{1\,med}} + 0{,}001 \cdot L_{1\,med}\right) + \ldots + c_{xn}\left(0{,}45\sqrt[3]{L_{n\,med}} + 0{,}001 \cdot L_{n\,med}\right). \qquad (5.2.17)$$

Se admite o ipoteză simplificatoare, *provizorie*, potrivit căreia, toate verigile componente ale lanţului ar fi construite în aceeaşi clasă de precizie. (Ipoteza este simplificatoare în sensul facilizării, de moment al calculului. Nu poate să rămână definitivă, deoarece clasele de precizie stabilite anterior vor rămâne până în final neschimbate).

Scanned with OKEN Scanner

În cazul în care presupunem o aceeași clasă de precizie pentru toate verigile, înseamnă că $c_0=c_x$ și:

$$c_0=c_{x1}=c_{x2}=\ldots=c_{xn}=c_x. \tag{5.2.18}$$

Relația 5.2.16, devine:

$$c_x\cdot i_0=c_x\cdot i_1+c_x\cdot i_2+\ldots+c_x\cdot i_n, \tag{5.2.19}$$

sau:

$$i_0=i_1+i_2+\ldots+i_n, \tag{5.2.20}$$

sau prin explicitatea valorilor lui i:

$$i_o=0{,}45\sqrt[3]{L_{1med}}+0{,}001\cdot L_{1med}+\ \ldots\ +0{,}45\sqrt[3]{L_{n\,med}}+0{,}001\cdot L_{n\,med}, \tag{5.2.21}$$

valoarea care se calculează, fiind cunoscute mărimile $L_1\ldots L_n$, cărora li se vor calcula valorile medii ale limitelor intervalelor de dimensiuni, între care sunt cuprinse cotele nominale.

Din relația:

$$T_0=c_x\cdot i_0, \tag{5.2.22}$$

se calculează:

$$c_x=\frac{T_o}{i_o}. \tag{5.2.23}$$

Se înlocuiesc în relația (5.2.23)
– valoarea lui T_0, impusă prin problema inversă, și
– valoarea lui i_0, calculată prin relația (5.2.21).

Din relația (5.2.23) se calculează c_x, care este numărul unității de toleranță pentru întreg lanțul de dimensiuni, care s-a presupus provizoriu, a avea toate verigile în aceeași clasă de precizie.

În tabelul 1.1, al numărului unității de toleranță în funcție de clasa de precizie, se încadrează c_x – calculat – (c_{xc}), într-una din clasele de precizie, a cărei valoare c_x este cea mai apropiată de valoarea c_{xc}. Valoarea lui c_x, proprie unei anumite clase va fi, fie mai mare decât c_{xc}, fie mai mică. Să presupunem că valoarea lui c_{xc}, din relația:

$$c_{xc}=\frac{T_o}{i_o}=70.$$

Corespunzător acestei valori calculate c_{xc}, ecuația lanțului satisface condiția identității:

$$c_0i_0=c_{xc}\cdot i_1+c_{xc}\cdot i_2+\ldots+c_{xc}\cdot i_n=70\cdot i_1+70\cdot i_2+\ldots 70\cdot i_n.$$

Din tabel se observă că valoarea 70, este cuprinsă între $c_{10}=64$, care corespunde clasei a 10-a, și $c_{11}=100$, care corespunde clasei a 11-a. Deci:

$$c_{xc}>c_{10},$$

$$70>64,$$

Scanned with OKEN Scanner

se va adopta pentru întreg lanţul clasa a 10-a. Exprimând ecuaţia lanţului pentru toate verigile în aceeaşi clasă de precizie, adică a 10-a, se va obţine din relaţia (5.2.19):

$$c_0 i_0 > c_{xa} \cdot i_1 + c_{xa} \cdot i_2 + \ldots + c_{xa} \cdot i_n \qquad (5.2.24)$$

în care în partea dreaptă a inegalităţii s-a introdus c_{xa} (numărul unităţii de toleranţă „adoptat"). Adică în loc de cel calculat $c_{xc}=70$, s-a trecut $c_{10}=c_{xa}=60$, cel propriu unei anumite clase de precizie, în cazul nostru clasa a 10-a.

Pentru a satisface ecuaţia lanţului se necesită a se aplica:

Corecţia I: Aceasta este necesară datorită diferenţei:

$$c_{xc}-c_{10}=70-64=6,$$

cu care va rezulta fiecare termen din relaţia (5.2.24) faţă de termenii din relaţia (5.2.19).

Ecuaţia corectată va avea forma:

$$c_0 i_0 = c_{10} + (c_{xc} - c_{10}) \cdot i_1 + c_{10} + (c_{xc} - c_{10}) \cdot i_2 + \ldots + c_{10} + (c_{xc} - c_{10}) \cdot i_n. \qquad (5.2.25)$$

În esenţă, corecţiile fiecărui termen sunt:

$$(c_{xc} - c_{10}) \cdot i_1 = (70 - 64) \cdot i_1 = 6 \cdot i_1$$
$$(c_{xc} - c_{10}) \cdot i_2 = (70 - 64) \cdot i_2 = 6 \cdot i_2$$
$$\cdot$$
$$\cdot$$
$$\cdot$$
$$(c_{xc} - c_{10}) \cdot i_n = (70 - 64) \cdot i_n = 6 \cdot i_n,$$

sau ca termen general, valoarea corecţiei va fi:

$$K = 6 \cdot (i_1 + i_2 + \ldots + i_n). \qquad (5.2.26)$$

Relaţia (5.2.25) devine:

$$c_0 i_0 = (c_{10} \cdot i_1 + c_{10} \cdot i_2 + \ldots + c_{10} \cdot i_n) + 6 \cdot (i_1 + i_2 + \ldots + i_n),$$

sau:

$$c_0 i_0 = (c_{10} \cdot i_1 + c_{10} \cdot i_2 + \ldots + c_{10} \cdot i_n) + K \qquad (5.2.27)$$

Ca formulă generală, dacă se notează cu y diferenţa dintre numărul unităţii de toleranţă calculat ($c_{xc}=T_0/i_0$) şi numărul unităţii de toleranţă adoptat c_{xa}:

$$y = c_{xc} - c_{xa} \text{ (când } c_{xc} > c_{xa})$$

şi cu,

$$K = y(i_1 + i_2 + \ldots + i_n),$$

forma generală a relaţiei 5.2.27 devine:

$$c_0 i_0 = (c_{xa} \cdot i_1 + c_{xa} \cdot i_2 + \ldots + c_{xa} \cdot i_n) + K. \qquad (5.2.28)$$

În cazul în care:

$$c_{xa} > c_{xc} \text{ deci } \quad c_{xc} - c_{xa} = -y,$$

relaţia 5.2.28 va avea forma:

$$c_0 i_0 = (c_{xa} \cdot i_1 + c_{xa} \cdot i_2 + \ldots + c_{xa} \cdot i_n) - K. \qquad (5.2.29)$$

Scanned with OKEN Scanner

Corecția a II-a: se face eliminând ipoteza simplificatoare potrivit căreia fiecare verigă ar fi construită în aceeași clasă de precizie. Prin reconsiderarea obligatorie a claselor de precizie, apar diferențe ale numărului de unități de toleranță adoptat (c_{xa}) și cel propriu fiecărei clase de precizie anterior stabilite (c_{xp}). Se va analiza verigă de verigă și se vor stabili diferențele, (z_1, ..., z_n):

$$\begin{aligned} z &= c_{xa} - c_{xp}; \\ z_1 &= c_{xa} - c_{xp1}; \\ z_2 &= c_{xa} - c_{xp2}; \\ &\vdots \\ z_n &= c_{xa} - c_{xpn}. \end{aligned} \tag{5.2.30}$$

După cum:

$$c_{xa} > c_{xp},$$

sau

$$c_{xa} < c_{xp}, \tag{5.2.31}$$

valoarea lui z, va fi pozitivă sau negativă, valoare cu care se va corecta lanțul de dimensiuni.

Să presupunem că la prima verigă (L_1), a fost stabilită anterior, o clasă de precizie mai avansată decât cea adoptată, corespunzător căreia:

$$c_{xp1} < c_{xa},$$

deci:

$$+z_1 = c_{xa} - c_{xp1}.$$

Pentru ca primul termen al relației (5.2.29), să nu își schimbe valoarea, aceasta după ce se va introduce în loc de c_{xa}, valoarea c_{xp1}, proprie clasei prevăzute, se va corecta cu termenul $+z_1$:

$$c_{xa} \cdot i_1 = [c_{xp1} + (c_{xa} - c_{xp1})] \cdot i_1 = (c_{xp1} + z_1) \cdot i_1. \tag{5.2.32}$$

În cea de-a doua verigă (L_2), să presupunem că a fost stabilită anterior o clasă de precizie mai grosolană decât cea adoptată:

$$c_{xp2} > c_{xa},$$

deci:

$$-z_2 = c_{xa} - c_{xp2}. \tag{5.2.33}$$

Pentru ca cel de-al doilea termen al relației să nu își schimbe valoarea, prin introducerea lui c_{xp2}, se va corecta cu termenul $-z_2$:

$$c_{xa} \cdot i_2 = [c_{xp2} + (c_{xa} - c_{xp2})] \cdot i_2 = (c_{xp2} - z_2) \cdot i_2.$$

În același mod se va proceda pentru toți termenii relației (5.2.29). Să presupunem că veriga L_n are particularitatea de a avea aceeași clasă de precizie prevăzută prin proiectare cu cea adoptată.

$$c_{xpn} = c_{xa},$$

$$z = c_{xpn} - c_{xa} = 0,$$

însemnează că ultimului termen, în acest caz, nu i se va aplica nici o corecție.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru cazul exemplificat mai sus, relaţia 5.2.29 este satisfăcută sub forma:

$$c_o i_o=[(c_{xp1}+z_1)\cdot i_1+(c_{xp2}-z_2)\cdot i_2+ \ \dots \ +(c_{xpn}\pm 0)\cdot i_n]-K. \qquad (5.2.34)$$

Ca formă generală, ecuaţia (5.2.34) va fi:

$$\boxed{c_o i_o=[(c_{xp1}\pm z_1)\cdot i_1+(c_{xp2}\pm z_2)\cdot i_2+ \ \dots \ +(c_{xpn}\pm z_n)\cdot i_n]\pm K} \qquad (5.2.35)$$

(Paranteza a fost introdusă pentru a departaja termenii după natura corecţiei lor).

Corecţia a III-a: Deoarece forma corectă a lanţului de dimensiuni trebuie să respecte valorile numerelor unităţii de toleranţă alese c_{xp1}, c_{xp2},..., c_{xpn}, relaţia (5.2.34) se va scrie:

$$c_o i_o = \left(c_{xp1} i_1 + c_{xp2} i_2 + \ \dots \ + c_{xpn} i_n\right) \pm K \pm \sum_{i=1}^{n} z_i i_i \qquad (5.2.36)$$

Înlocuind valorile cu mărimile pe care le reprezintă ele, se obţine:

$$T_o = T_1 + T_2 + \ \dots \ + T_n \pm K \pm \sum_{i=1}^{n} z_i \cdot i_i \qquad (5.2.37)$$

în care:

T_o – toleranţa impusă elementului de închidere, la problema inversă;

$\pm K$ – termenul corecţiei I

$\pm \sum_{i=1}^{n} z_i \cdot i_i$ – termenul corecţiei a II-a.

În relaţia (5.2.35), dacă se notează cu U termenii celor două corecţii:

$$\pm U = \pm K \pm \sum_{i=1}^{n} z_i \cdot i_i, \qquad (5.2.38)$$

valoare care se obţine în μm, şi dacă în cadrul celei de-a doua corecţii, aceasta se egalează cu zero:

$$\pm U = \pm K \pm \sum_{i=1}^{n} z_i \cdot i_i = 0, \qquad (5.2.39)$$

prin aceea că se consideră U fiind format dintr-o sumă de valori convenabile (în μm):

$$\pm U = \pm u_1 \pm u_2 \pm \dots \pm u_n, \qquad (5.2.40)$$

acestea se vor adăuga sau scădea efectiv, fie din lungimile nominale ale elementelor componente, fie din toleranţele acestora (desigur la verigile mai puţin importante şi presupunând că acestea sunt veriga 1-a, a 2-a şi a n-a) se obţine:

$$T_o = c_{xp1}\left[0{,}45\sqrt[3]{L_1 \pm u_1} + 0{,}001(L_1 \pm u_1)\right] + c_{xp2}\left[0{,}45\sqrt[3]{L_2 \pm u_2} + 0{,}001(L_2 \pm u_2)\right] +$$

$$+ c_{xp3} i_3 + c_{xp4} i_4 + \ \dots \ + c_{xp(n-1)} i_{(n-1)} + T_n \pm u_n \qquad (5.2.41)$$

Scanned with OKEN Scanner

În exemplul dat, corecţiile s-au făcut în felul următor:
– la veriga 1, din L_1 (cota sa nominală)
– la veriga 2, din L_2 (cota sa nominală)
– verigile 3 până la a (n-1)-a au rămas neschimbate, considerându-se ca fiind importante,
– la veriga a n-a, din T_n (toleranţa sa).

În felul acesta se realizează condiţia pusă prin problema inversă, de a respecta valorile L_o, T_o şi A_{so} şi A_{io} impuse.

Aceasta se face în detrimentul unor lungimi componente şi a unor toleranţe, care vor fi corectate cu valorile "u". Aceste noi valori corectate se vor trece astfel pe desen.

Dacă numărul de verigi componente permite, problema inversă, după ce a rezolvat o dimensiune L_o la un T_o şi A_{so} şi A_{io} impuşi, poate să fie aplicată în acelaşi mod şi unei alte dimensiuni. Atunci rezolvarea acestei a doua etape a problemei inverse se face pe seama celorlalte (n-2) dimensiuni rămase şi considerate mai neimportante.

5.2.3. Metoda de calcul practică.

La metoda teoretică, indiferent de problemă, directă sau inversă, la calculul toleranţei de închidere T_o, s-au considerat valorile teoretice extreme ale mărimii tolerate:

$$T_o = L_{omax} - L_{omin}$$

Valoarea practică L_{omaxp} va fi mai mică decât L_{omax}:

$$L_{omaxp} < L_{omax}, \tag{5.2.42}$$

iar valoarea practică L_{ominp}, va fi mai mare decât L_{omin}:

$$L_{ominp} > L_{omin}. \tag{5.2.43}$$

Aceasta deoarece la calculul teoretic al lui L_{omax}, în relaţia (5.2.10):

$$L_{o\max} = \sum_{i=1}^{j} L_{im\max} - \sum_{i=j+1}^{n} L_{ir\ \min},$$

s-au luat toate lungimile măritoare la valoarea maximă, iar lungimile reducătoare la valoarea minimă. În realitate, fiecare dimensiune efectivă tinde în mod preferenţial să se amplaseze către valoarea medie, astfel încât:

$$\sum_{i=1}^{j} L_{im\max} > \sum_{i=1}^{j} L_{im\ med},$$

iar

$$\sum_{i=j+1}^{n} L_{ir\min} < \sum_{i=j+1}^{n} L_{ir\ med},$$

rezultând de aici valabilitatea relaţiei (5.2.42). În acelaşi mod rezultă ca valabilă şi relaţia (5.2.43), deoarece la calculul teoretic al lui L_{omin}, relaţia (5.2.11):

Scanned with OKEN Scanner

$$L_{o\min} = \sum_{i=1}^{j} L_{im\min} - \sum_{i=j+1}^{n} L_{ir\max},$$

s-au luat de data aceasta, lungimile măritoare la valoarea minimă, iar cele reducătoare la valoarea maximă. Pentru aceleaşi considerente de mai sus, cele indicate aprioric în relaţia (5.2.42) vor fi valabile.

Efectuând valoarea toleranţei practice a elementului de închidere:

$$T_{op}=L_{omaxp}-L_{ominp}, \tag{5.2.44}$$

rezultă:

$$T_{op} < T_o. \tag{5.2.45}$$

Pentru a determina cea mai apropiată valoare a lui T_{op}, după efectuarea prin calcul teoretic a oricăreia dintre cele două probleme, se necesită aplicarea unei metode ce ţine seama de calculul probabilităţilor asupra mărimilor întâmplătoare L_{omax} şi L_{omin}. Toleranţa elementului de închidere va fi în acest caz egală cu suma geometrică a toleranţelor elementelor componente. Calculul se va face conform metodei de stabilire a abaterii mediei pătratice, pentru un număr de "n" dimensiuni, ale căror valori sunt distribuite după legea de distribuţie a mărimilor întâmplătoare.

$$T'_{otp} = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 + \ldots + T_n^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} T_i^2}. \tag{5.2.46}$$

În continuare pentru a ţine cont şi de faptul că în practică sunt inevitabile abaterile curbelor reale de distribuţie faţă de cele teoretice, se va introduce coeficientul de corecţie c:

$$T_{op}=c\cdot T'_{otp}, \tag{5.2.47}$$

unde:

$$c = 1{,}8 - 0{,}8\frac{T'_{otp}}{T_o} = 1{,}8 - 0{,}8\frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{n} T_i^2}}{\sum_{i=1}^{n} T_i}. \tag{5.2.48}$$

Toleranţa practică a elementului de închidere se va calcula din (5.2.47), atunci:

$$T_{otp} = \left(1{,}8 - 0{,}8\frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{n} T_i^2}}{\sum_{i=1}^{n} T_i}\right)\sqrt{\sum_{i=1}^{n} T_i^2}. \tag{5.2.49}$$

Prin reducerea toleranţei elementului de închidere, de la T_o la T_{otp}, se vor modifica şi abaterile A_{so} şi A_{io}, ale lui T_o:

Scanned with OKEN Scanner

$$A_{so} > A_{sop},$$
$$A_{io} < A_{iop}. \qquad (5.2.50)$$

Valoarea lui T_{otp} în funcţie de abaterile sale, va fi:

$$T_{otp}=A_{sop}-A_{iop}. \qquad (5.2.51)$$

În figura 5.3, sunt reprezentate valorile lui T_o, A_{so} şi A_{io}. Considerând că cele două limite A_{sop} şi A_{iop} se apropie simetric faţă de mijlocul câmpului de toleranţă T_o, din figură rezultă valorile abaterilor practice ale elementului de închidere:

$$A_{sop}=A_{so}-0{,}5(T_o+T^*_{op}) \text{ şi}$$
$$A_{iop}=A_{io}+0{,}5(T_o-T^*_{op}). \qquad (5.2.52)$$

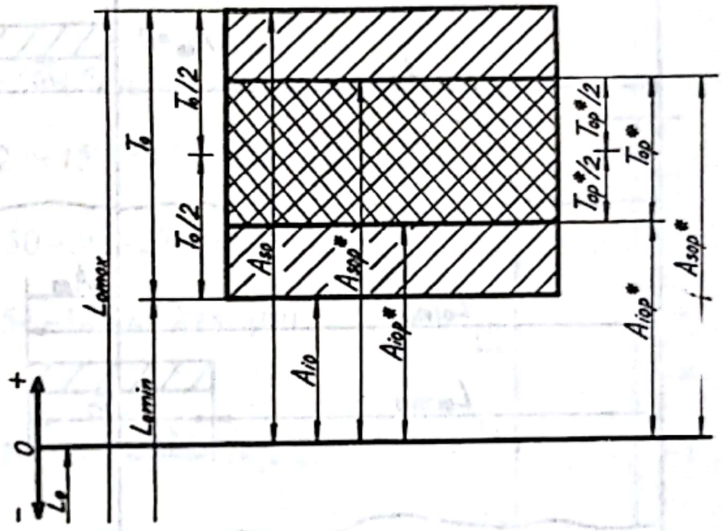


Fig.5.3. Câmpul de toleranţă şi abaterile practice ale elementului de închidere.

În fig. 5.3 toleranţa elementului de închidere este amplasată deasupra liniei de referinţă (cu ambele abateri pozitive: $A^*_{sop}>0$; $A^*_{iop}>0$). Conform specificaţiilor cuprinse la par.1.1.4 – "poziţia câmpului de toleranţă", în funcţie de semnul abaterilor sunt stabilite cinci poziţii limită ale acestuia. Şi la lanţul de dimensiuni, T_o poate să ia una din cele cinci poziţii (fig. 5.4).

În fig. 5.3 notaţia cu asterisc (*), aparţine genericului variabil al mărimilor teoretice probabile (tp), practic posibile (ppos), sau practice (p). Apare şi aici o regresie a mărimii câmpului de toleranţă (în ordine succesivă):

$$T_o > T_{otp} \gtrapprox T_{oppos} > T_{op}.$$

(Inegalitatea cu echivoc între T_{otp} şi T_{oppos} este foarte adesea întâlnită la lanţurile de dimensiuni datorită influenţei numărului "n" de verigi componente).

Exemplu de calcul (lanţ cu interschimbabilitate totală). Se dă lanţul de dimensiuni din fig. 5.5. Valorile cotelor nominale şi ale abaterilor acestora sunt:

$L_1 = 20^{+0,028}_{+0,010}$; $L_2 = 10^{+0,006}$; $L_3 = 50^{+0,050}_{-0,050}$

$L_4 = 30^{+0,054}_{-0,030}$; $L_5 = 80_{-0,022}$; $L_6 = 40^{-0,012}_{-0,062}$

$L_7 = 10^{+0,032}_{+0,010}$; $L_8 = 20^{+0,084}$; $L_9 = 50\pm0,008$

$L_{10} = 20^{+0,030}_{-0,054}$; $L_{11} = 20_{-0,052}$; $L_{12} = 10^{-0,010}_{-0,046}$.

Scanned with OKEN Scanner

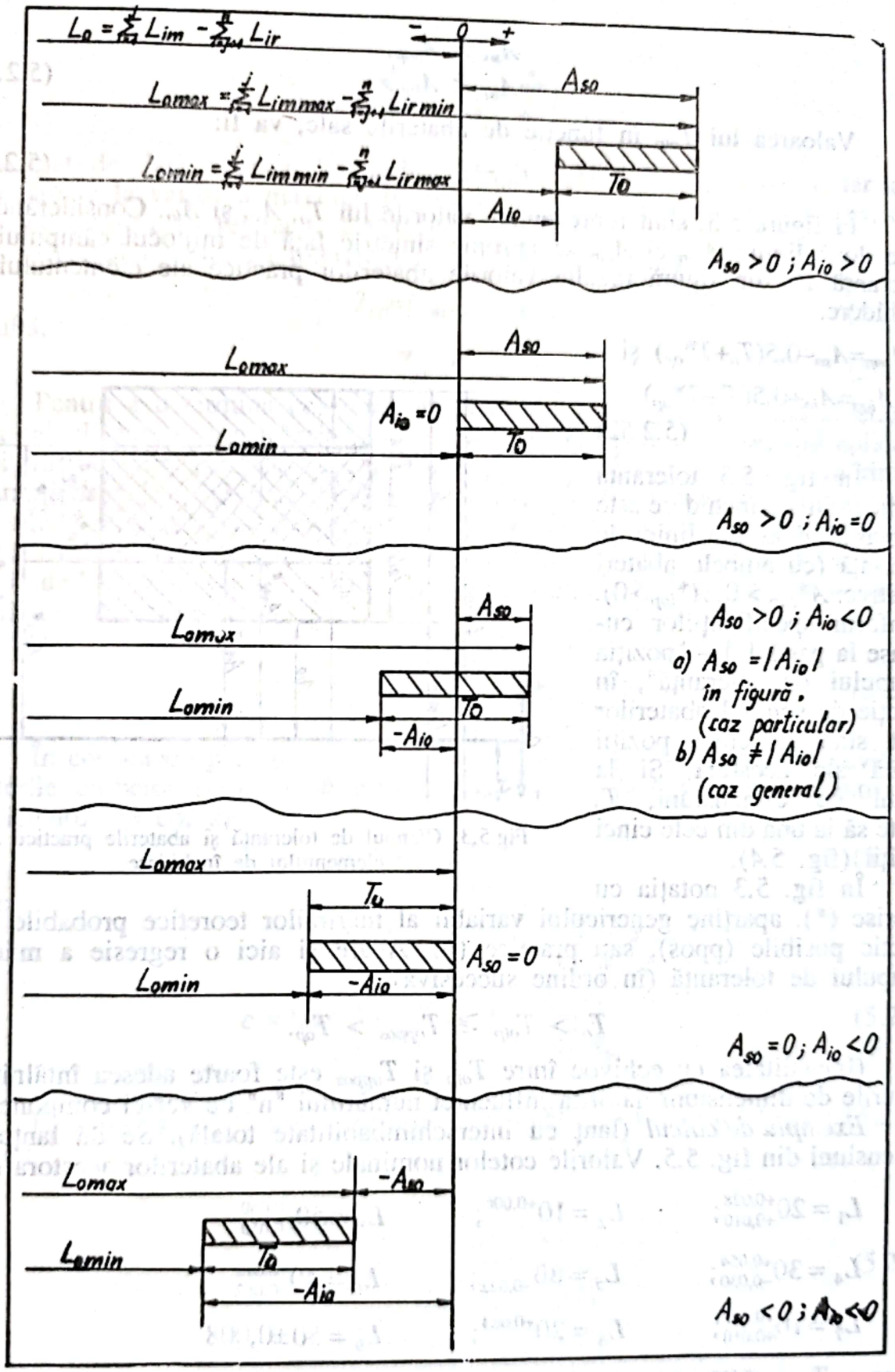


Fig.5.4. Cele cinci poziții ale lui T_o.

Scanned with OKEN Scanner

Se cere calculul valorilor: L_o; T_o; A_{so}; A_{io}.

Din analiza efectuată asupra mărimilor componente (L_1,...,L_{12}), se clasifică în lungimi măritoare "m", verigile L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6, iar în lungimi reducătoare "r", verigile L_7, L_8, L_9, L_{10}, L_{11} și L_{12}. Din cuprinsul tratării problemei directe la lanțurile de dimensiuni rezultă:

$$L_o = \sum_{i=1}^{6} L_{im} - \sum_{i=7}^{12} L_{ir} = 230 - 130 = 100\ mm$$

$$T_o = \sum_{i=1}^{n} T_i = 18+6+100+84+22+50+22+84+16+84+52+36 = 574\mu m$$

$$A_{so} = \sum_{i=1}^{6} A_{sm} - \sum_{i=7}^{12} A_{ir} = 28+6+50+54+0-12-$$

$$-(10+0-8-54-52-46) = 126+150 = 276\ \mu m$$

$$A_{io} = \sum_{i=1}^{6} A_{im} - \sum_{i=7}^{12} A_{sr} = 10+0-50-30-22-62-$$

$$-(32+84+8+30+0-10) = -154-144 = -298\ \mu m$$

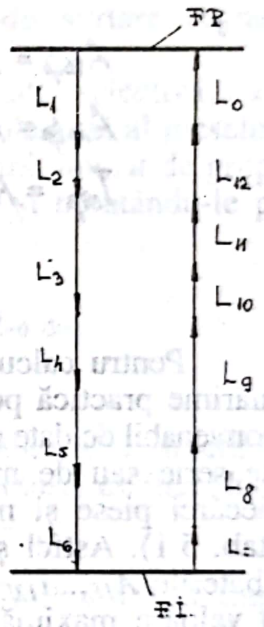


Fig.5.5. Schema lanțului de dimensiuni.

Proba:

$$T_o = \sum_{i=1}^{12} T_i = 574 = A_{so} - A_{io} = 276-(-298) = 574\mu m.$$

Valoarea teoretică probabilă "imediată" a toleranței elementului de închidere T'_{otp} va fi:

$$T'_{otp} = \sqrt{T_1^2+T_2^2+\ldots+T_{12}^2} = \sqrt{39252} = 198{,}12\mu m.$$

Valoarea teoretică probabilă corectată:

$$T_{otp} = c \cdot T'_{otp} \quad \text{unde} \quad c = 1{,}8-0{,}8\frac{T'_{otp}}{T_o}$$

$$T_{otp} = \left(1{,}8-0{,}8\frac{198}{574}\right)\cdot 198 = 301{,}77 \cong 302\mu m$$

$$A_{sotp}=A_{so}-1/2T_o+1/2T_{otp}=276-287+151=140\ \mu m$$

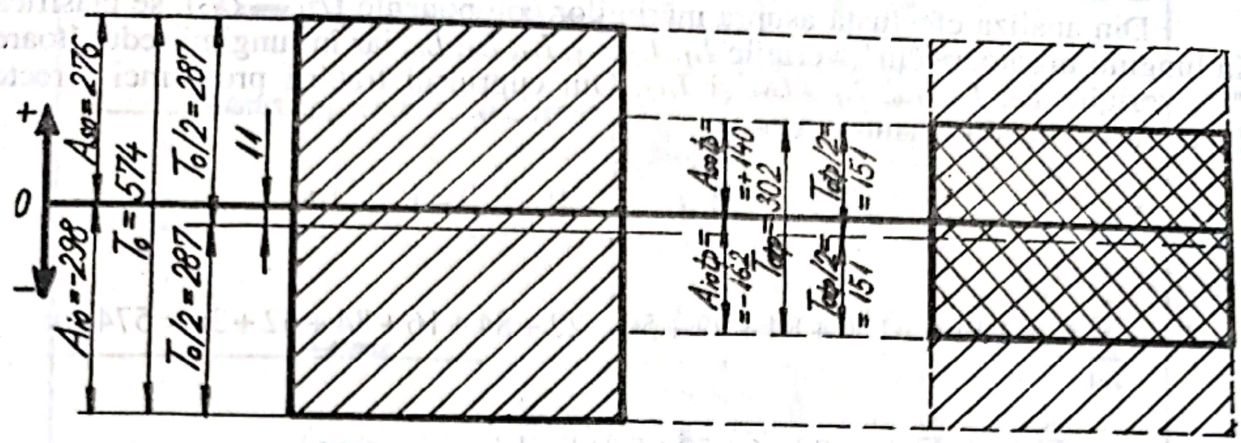
$$A_{iotp}=A_{io}+1/2T_o-1/2T_{otp}=-298+287-151=-162\ \mu m$$

Probă:

$$T_{otp}=302=A_{sotp}-A_{iotp}=140+162=302\ \mu m$$

În fig. 5.6 sunt reprezentate câmpurile de toleranță T_o; T_{otp} cu abaterile lor calculate.

Scanned with OKEN Scanner



$$A_{sotp} = A_{so} - 1/2\ T_o + 1/2\ T_{otp} = 276 - 287 + 151 = +140\ \mu m$$

$$A_{iotp} = A_{io} + 1/2\ T_o - 1/2\ T_{otp} = -298 + 287 - 151 = -162\ \mu m$$

$$T_{otp} = A_{sotp} - A_{iotp} = 302\ \mu m$$

Fig. 5.6. Valorile calculate ale lanţului din temă.

Pentru calculul valorilor toleranţei elementului de închidere sub formă de mărime practică posibilă (T_{oppos}), şi a toleranţei practice (T_{op}), se necesită un şir convenabil de date statistice obţinute prin măsurare. Astfel se presupune o producţie de serie sau de masă a lanţului luat în exemplul de calcul. După prelucrarea fiecărei piese şi măsurarea lor, se obţin datele efective ale abaterilor acestora (tab. 5.1). Astfel şirul de "n" piese măsurate pentru fiecare verigă $L_1...L_{12}$, dau abaterile $A_{1E}...A_{12E}$ din coloanele 1...12. Pe fiecare coloană (1...12) se identifică o valoare maximă (max) şi una minimă (min) a abaterilor $A_{1E}...A_{12E}$. Acestea au fost trecute în liniile XXVII şi XXVIII ale tabelului.

Pe coloana A linia XXVII, este calculată valoarea abaterii superioare practic posibile a toleranţei elementului de închidere:

$$A_{soE} = A_{sppos} = \sum_{i=1}^{6} A_{Em\max} - \sum_{i=7}^{12} A_{Er\min} = 77 - (-96) = 173\mu m.$$

Pe coloana A linia XXVIII:

$$A_{ioE} = A_{ippos} = \sum_{i=1}^{6} A_{Em\min} - \sum_{i=7}^{12} A_{Er\max} = -111 - 98 = -209\mu m.$$

Pe coloana A linia XIX:

$$T_{oE} = T_{oppos} = \sum_{i=1}^{12} T_E = 382 = A_{sppos} - A_{ippos} = 173 - (-209) = 382\mu m.$$

Scanned with OKEN Scanner

Valorile practice ale abaterilor sunt determinate pentru cazurile statistice cercetate "n" pe liniile VI...XXVI (coloana A). În coloana B, apar valorile efective ale lui L_{op} între 1...12 pentru cele "n" cazuri considerate.

Valoarea practică (p) a lui T_o:

$$T_{op}=A_{Emaxp}-A_{Eminp}=L_{omaxp}-L_{ominp}=74-(-79)=153=100{,}074-99{,}921=0{,}153 \text{ mm}=$$
$$=153 \text{ µm}\approx 154 \text{ µm}$$

Apare şirul inegalităţilor valorilor câmpurilor de toleranţă (fig.5.7).

$$T_o > T_{oppos} > T_{olp} > T_{op}$$
$$574 > 382 > 302 > 154$$

Aplicaţii la rezolvarea lanţului de dimensiuni. Interschimbabilitate parţială.

Interschimbabilitatea parţială presupune asamblarea pieselor în nodurile lor funcţionale, după ce piesele au suferit unul dintre procesele de: sortare, reglare sau ajustare.

a) Rezolvarea lanţului prin sortare (interschimbabilitate selectivă). La anumite precizii de prelucrare date de mărimea câmpului de toleranţă al pieselor, acestea pot fi montate cu precizii sporite împărţind într-un anumit număr de grupe câmpurile de toleranţă, măsurând toate piesele, selectându-le şi montându-le pe grupe. Dat fiind lanţul de dimensiuni (tab.5.2):

$$L_1=30^{+0,055}_{+0,005};\ L_2=50^{+0,100};\ L_3=50^{+0,030}_{-0,020};\ L_4=20_{-0,050};$$
$$L_5=100^{+0,060}_{-0,040};\ L_6=25^{+0,030}_{-0,080},$$

se poate proceda ca şi în tabelul 5.2. Dacă se consideră câmpurile de toleranţă nedivizate (deci o singură grupă) se obţine o toleranţă a elementului de închidere:

$$T_{o(gr.1)}=T_1+T_2+...+T_6=50+100+50+50+100+50=400 \text{ µm}.$$

În cazul în care piesele se prelucrează în toleranţele de mai sus însă, după prelucrarea lor se împart câmpurile în două (deci două grupe), se măsoară, se împart pe grupe şi se asamblează ca atare, se va obţine o toleranţă a elementului de închidere:

$$T_{o(2gr)}=T_{1/2}+T_{2/2}+...+T_{6/2}=200 \text{ µm}.$$

La împărţirea în cinci grupe se obţine prin procedeul analog celui precedent:

$$T_{o(5gr)}=T_{1/5}+T_{2/5}+...+T_{6/5}=80 \text{ mm},$$

iar la împărţirea în 10 grupe:

$$T_{o(10gr)}=T_{1/10}+T_{2/10}+...+T_{6/10}=40 \text{ mm}.$$

Datele respective apar în tabelul 5.2. Prin interschimbabilitate selectivă (prin sortare), se observă că se pot prelucra piese în câmpuri de toleranţă convenabile economic, iar prin măsurare, sortare şi asamblare selectivă, se obţin precizii sporite ale întregului lanţ de dimensiuni.

Scanned with OKEN Scanner

Valorile nominale și cele efective, ale dimensiunilor

Nr. lanțului experimental	Lungimile componente ale lanțului								
	Măritoare (m)						Reducătoare (r)		
	L_1=20	L_2=10	L_3=50	L_4=30	L_5=80	L_6=40	L_7=10	L_8=20	L_9=50
	A_{s1} +28	A_{s2} +6	A_{s3} +50	A_{s4} +54	A_{s5} 0	A_{s6} −12	A_{i7} +10	A_{i8} 0	A_{i9} −8
	A_{i1} +10	A_{i2} 0	A_{i3} −50	A_{i4} −30	A_{i5} −22	A_{i6} −62	A_{s7} +32	A_{s8} +84	A_{s9} +8
	T_1 18	T_2 6	T_3 100	T_4 84	T_5 22	T_6 50	T_7 22	T_8 84	T_9 16
	A_{1E}	A_{2E}	A_{3E}	A_{4E}	A_{5E}	A_{6E}	A_{7E}	A_{8E}	A_{9E}
	(1…n)						(1…n)		
1	+19	+4	−15	+14	−6	−46	+24	+37	−4
2	−21	+2	+25	+30	−17	(−58) min	+17	+33	+1
3	+17	+3	0	0	(−18) min	−52	+21	+45	(+5) max
4	+20	+1	−5	+14	−7	−33	+18	+53	+2
5	+22	+2	(−30) min	+20	−11	−37	+27	+27	+2
6	+21	+3	+10	−10	−11	−13	+15	+23	0
7	+21	+2	(+30) max	0	−13	−27	+22	(+67) max	−1
8	+19	(+4) max	+10	+15	−7	−37	+20	+54	−2
9	(+24) max	+2	0	+20	(−4) max	−20	+15	+46	−3
10	+17	+1	−15	−10	−10	−32	+25	+23	−4
11	+23	+3	+12	(−20) min	−11	−40	+22	+60	+1
12	+16	+2	−5	−15	−9	−47	+19	+47	+3
13	+22	+3	+20	−10	−14	−31	(+14) min	+52	−1
14	+18	(+1) min	0	+14	−9	−37	+21	+38	0
15	+22	+3	−20	−15	−8	−41	+28	(+22) min	+1
16	+16	+3	+10	(+40) max	−11	−18	+15	+41	(−6) min
17	+21	+2	−5	0	−13	−19	(+28) max	+47	−1
18	+19	+4	+25	+14	−8	(−17) max	+16	+62	+5
19	(+4) min	+3	0	+30	−11	−42	+21	+48	+2
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
n	+23	+3	+5	+20	−12	−37	+23	+32	−1
	A_{1Emax} +24	A_{2Emax} +4	A_{3Emax} +30	A_{4Emax} +40	A_{5Emax} −4	A_{6Emax} −17	A_{7Emin} +14	A_{8Emin} +22	A_{9Emin} −6
	A_{1Emin} +14	A_{2Emin} +1	A_{3Emin} −30	A_{4Emin} −20	A_{5Emin} −18	A_{6Emin} −58	A_{7Emax} +28	A_{8Emax} +67	A_{9Emax} +5
	T_{1E} 10	T_{2E} 3	T_{3E} 60	T_{4E} 60	T_{5E} 14	T_{6E} 41	T_{7E} 14	T_{8E} 45	T_{9E} 11
	1	2	3	4	5	6	7	8	9

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 5.1

componente și ale abaterilor, lanțuri de dimensiuni

			$L_1 \dots L_{12}$		
			$(L_1 \dots L_6)$ m; $(L_7 \dots L_{12})$ r;		
$L_{10}=20$	$L_{11}=20$	$L_{12}=10$	$L_0=20+10+50+30-80+40-(10+20+50+20+20+10)=100$		I
A_{i10} -54	A_{i11} -52	A_{i12} -46	$A_{s0}=\sum_1^{12} A_{sm}-\sum_7^{12} A_{ir}=126-(-150)=276$		II
A_{s10} $+30$	A_{s11} 0	A_{s12} -10	$A_{i0}=\sum_1^{6} A_{im}-\sum_7^{12} A_{sr}=-154-144=-298$		III
T_{10} 84	T_{11} 52	T_{12} 36	$T_0=\sum_1^{12} T_i=574=A_{s0}-A_{i0}=276-(-298)=574$		IV
A_{10E}	A_{11E}	A_{12E}	$A_{E(1\dots12)}=\sum_1^{6} A_{Em}-\sum_7^{12} A_{Er}$	$L_{E(1\dots12)}=L_0+A_{E(1\dots12)}$	V
	$(1\dots n)$				
-20	-30	(-16) max	(1) $=-21$	(1) $=99{,}979$	VI
$+7$	-18	-31	(2) $=-6$	(2) $=99{,}994$	VII
$+8$	-29	-36	(3) $=-64$	(3) $=99{,}936$	VIII
-10	(-10) max	(-40) min	(4) $=-19$	(4) $=99{,}981$	IX
$+16$	-20	-36	(5) $=-50$	(5) $=99{,}950$	X
-43	-41	-38	(6) $=+74$ max	(6) $=100{,}074$	XI
-11	-26	-24	(7) $=-14$	(7) $=99{,}986$	XII
$+14$	-31	-32	(8) $=-25$	(8) $=99{,}975$	XIII
-28	-30	-26	(9) $=+48$	(9) $=100{,}048$	XIV
-40	-36	-28	(10) $=+11$	(10) $=100{,}011$	XV
-36	-34	-32	(11) $=-6$	(11) $=99{,}994$	XVI
-18	(-42) min	-20	(12) $=-64$	(12) $=99{,}933$	XVII
-12	-17	-28	(13) $=-18$	(13) $=99{,}982$	XVIII
-33	-25	-22	(14) $=+8$	(14) $=100{,}008$	XIX
$(+24)$ min	-14	-33	(15) $=-79$ min	(15) $=99{,}921$	XX
-20	-22	-35	(16) $=+67$	(16) $=100{,}067$	XXI
-12	-24	-23	(17) $=-29$	(17) $=99{,}971$	XXII
$+8$	-33	-28	(18) $=+7$	(18) $=100{,}007$	XXIII
-12	-38	(-40) min	(19) $=+8$	(19) $=1000{,}008$	XXIV
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	XXV
(-44) min	-36	-36	(n) $=+50$	(n) $=100{,}050$	XXVI
A_{10Emin} -41	A_{11Emin} -42	A_{12Emin} $-4)$	$A_{s0E}=\Sigma A_{Emmax}-\Sigma A_{Ermin}=77-(-96)=+173$	$L_{0Emax}=L_0+A_{s0E}=100+0{,}173=100{,}173$	XXVII
A_{10Emax} $+24$	A_{11Emax} -10	A_{12Emax} -16	$A_{i0E}=\Sigma A_{Emmin}-\Sigma A_{Ermax}=111-98=-209$	$L_{0Emin}=L_0+A_{i0E}=100-0{,}209=99{,}791$	XXVIII
T_{10E} 68	T_{11E} 32	T_{12E} 24	$T_{0E}=\Sigma T_E=A_{s0E}-A_{i0E}=382$	$T_{0E}=L_{0Emax}-L_{0Emin}=A_{s0E}-A_{i0E}=382$	XXIX
10	11	12	A	B	XXX

$A_{E(1\dots12)}$ pentru „n", frecvența absolută a valorilor efective

$L_{E(1\dots12)}$ pentru „n", frecvența absolută a valorilor efective

Scanned with OKEN Scanner

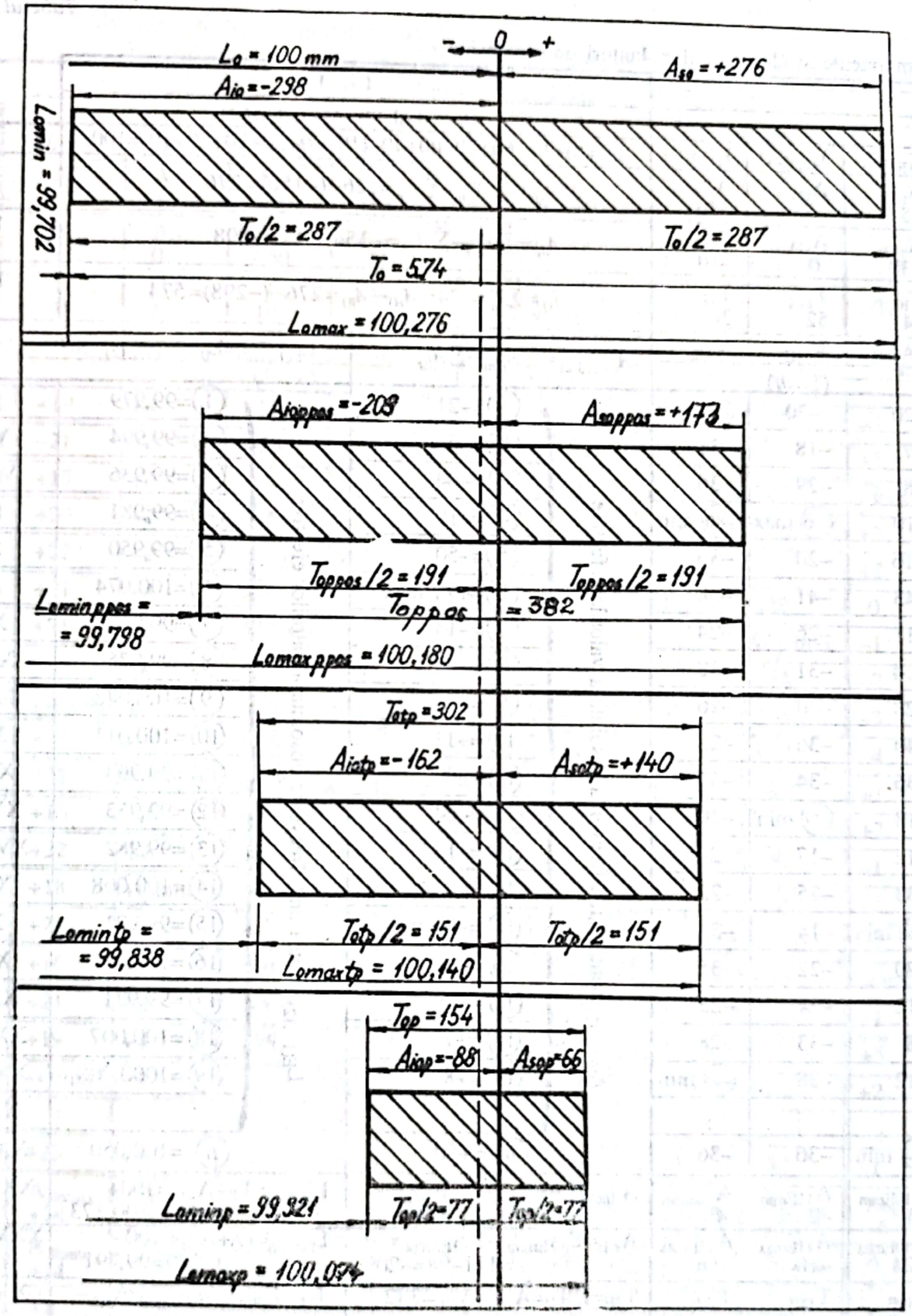


Fig. 5.7. Succesiune regresivă a câmpurilor de toleranță a dimensiunilor de închidere.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 5.2

Împărțire pe grupe (nr. de grupe)	Nr. crt. grupe	Lungimi măritoare												Lungimi reducătoare						Lungimi de închidere		
		L_1=30 mm			L_2=50 mm			L_3=50 mm			L_4=20 mm			L_5=100 mm			L_6=25 mm			L_0		
		A_{i1} µm	A_{s1} µm	T_1 µm	A_{i2} µm	A_{s2} µm	T_2 µm	A_{i3} µm	A_{s3} µm	T_3 µm	A_{i4} µm	A_{s4} µm	T_4 µm	A_{i5} µm	A_{s5} µm	T_5 µm	A_{i6} µm	A_{s6} µm	T_6 µm	A_{i0} µm	A_{s0} µm	T_0 µm
1 gr.	gr. 1	+5	+55	50	0	+100	100	+20	+30	50	–50	0	50	–40	+60	100	–80	–30	50	–95	+305	400
2 gr.	gr. 1	+5	+30	25	0	+50	50	–20	+5	25	–50	–25	25	–40	+10	50	–80	–55	25	–20	+180	200
	gr. 2	+30	+55	25	+50	+100	50	+5	+30	25	–25	0	25	+10	+60	50	–55	–30	25	+30	+230	200
5 grupe	gr. 1	+5	+15	10	0	+20	20	–20	–10	10	–50	–40	10	–40	–20	20	–80	–70	10	+25	+105	80
	gr. 2	+15	+25	10	+20	+40	20	–10	0	10	–40	–30	10	–20	0	20	–70	–60	10	+45	+125	80
	gr. 3	+25	+35	10	+40	+60	20	0	+10	10	–30	–20	10	0	+20	20	–60	–50	10	+65	+145	80
	gr. 4	+35	+45	10	+60	+80	20	+10	+20	10	–20	–10	10	+20	+40	20	–50	–40	10	+85	+165	80
	gr. 5	+45	+55	10	+80	+100	20	+20	+30	10	–10	0	10	+40	+60	20	–40	–30	10	+105	+185	80
10 grupe	gr. 1	+5	+10	5	0	+10	10	–20	–15	5	–50	–45	5	–40	–30	10	–80	–75	5	+40	+80	40
	gr. 2	+10	+15	5	+10	+20	10	–15	–10	5	–45	–40	5	–30	–20	10	–75	–70	5	+50	+90	40
	gr. 3	+15	+20	5	+20	+30	10	–10	–5	5	–40	–35	5	–20	–10	10	–70	–65	5	+60	+100	40
	gr. 4	+20	+25	5	+30	+40	10	–5	0	5	–35	–30	5	–10	0	10	–65	–60	5	+70	+110	40
	gr. 5	+25	+30	5	+40	+50	10	0	+5	5	–30	–25	5	0	+10	10	–60	–55	5	+80	+120	40
	gr. 6	+30	+35	5	+50	+60	10	+5	+10	5	–25	–20	5	+10	+20	10	–55	–50	5	+90	+130	40
	gr. 7	+35	+40	5	+60	+70	10	+10	+15	5	–20	–15	5	+20	+30	10	–50	–45	5	+100	+140	40
	gr. 8	+40	+45	5	+70	+80	10	+15	+20	5	–15	–10	5	+30	+40	10	–45	–40	5	+110	+150	40
	gr. 9	+45	+50	5	+80	+90	10	+20	+25	5	–10	–5	5	+40	+50	10	–40	–35	5	+120	+160	40
	gr. 10	+50	+55	5	+90	+100	10	+25	+30	5	–5	0	5	+50	+60	10	–35	–30	5	+130	+170	40

$A_{s0}=\sum_{i=1}^{4}A_{sm(i)}-\sum_{i=5}^{6}A_{ir(i)}$; $T_0=\sum_{i=1}^{6}T_i$ sau $T_0=A_{s0}-A_{i0}$; $A_{i0}=\sum_{i=1}^{4}A_{im(i)}-\sum_{i=5}^{6}A_{sr(i)}$

T_0=400 µm

Scanned with OKEN Scanner

Procedeu:

1) Se măsoară loturile de piese (L_1...L_6)

2 Se selectează pe grupe.

3) Se montează selectiv şi se măsoară abaterile lanţului faţă de valorile nominale.

4) Se alcătuieşte un tabel al abaterilor efective ale lui L_o care decurg din: $L_o=A_{mr}-A_{mm}$, în care A_{mr} – abaterea măsurată la grupul reducător şi A_{mm} – abaterea măsurată la grupul măritor.

5) Se calculează toleranţa practică a elementului de închidere pe lanţ: T_{op}(pe lanţ)$=L_{omax}-L_{omin}$.

b) Rezolvarea lanţului prin metoda reglării.

Şi în acest caz se lucrează fiecare piesă într-un câmp de toleranţă mare (confortabil sub aspect tehnologic, deci la un cost de prelucrare acceptabil). Se prevede un sistem de reglare care la montaj se manevrează astfel încât să se asigure toleranţe impuse elementului de închidere. Verigile lanţului sunt prelucrate la câmpuri de toleranţă largi (cost minim):

$$L_1=8^{+0,100}_{-0,100};\qquad L_2=7^{+0,250}_{+0,050};\qquad L_3=10^{-0,100}_{-0,200};\qquad L_4=25^{+0,100}_{-0,100}.$$

Rezultă pentru aceste câmpuri de toleranţă o valoare a câmpului de toleranţă a elementului de închidere:

$$T_o=T_1+T_2+T_3+T_4=200+200+100+200=700\ \mu m,$$

şi abaterea superioară a elementului de închidere:

$$A_{so}=+100+250-100-(-100)=350\ \mu m,$$

iar abaterea inferioară a elementului de închidere:

$$A_{io}=-100+50-200-(+100)=-350\ \mu m.$$

(Proba: $T_o=A_{so}-A_{io}=350-(-350)=700\mu m$).

Pentru T_o se pot impune valori aproape nelimitat restrânse prin sistemul de reglare. Astfel dacă se impune un $L_0=0^{+0,010}_{-0,010}$, aceasta se realizează prin sistemul de reglare şi măsurare. (În practică după reglare desigur este necondiţionat necesar a fixa coloana lanţului la valoarea reglată. Aceasta se face cu element de reglare fix sau element de reglare mobil).

c) Rezolvarea lanţului prin metoda ajustării, la care se prevede o verigă compensatorie (cu adaos de prelucrare) care la montaj, după măsurare, se prelucrează corespunzător cerinţelor lui L_o.

În figura 5.8 a şi b, sunt reprezentate schemele a două lanţuri de dimensiuni simple, formate din câte două dimensiuni componente şi câte o dimensiune de închidere, reprezentând un ansamblu butuc-arbore la montajul unei roţi dinţate fig."a", şi o îmbinare cu pană fig."b".

În figura a, $L_2=\varnothing N=42$ mm, având simbolul g5, cu următoarele abateri: $a_s=-0,009$ mm, $a_i=-0,020$ mm. Alezajul, cu simbolul H5, are abaterile: $A_i=0$; $A_s=+0,011$ mm; $L_o=J$.

Scanned with OKEN Scanner

Se determină:

$$J_{max}=A_s-(a_i)=0{,}011-(-0{,}020)=0{,}031=L_{omax}\ (\text{mm})$$

$$J_{min}=A_i-(a_s)=0-(-0{,}009)=0{,}009=L_{omin}\ (\text{mm})$$

$$L_{omax}=L_{1mmax}-L_{2rmin}=42{,}011-41{,}98=0{,}031\ \text{mm}$$

$L_{omin}=L_{1mmin}-L_{2rmax}=42-$
$-41{,}991=0{,}009$ mm

$L_{omax}=J_{max}=0{,}031$mm;

$L_{omin}=J_{min}=0{,}009$ mm

$T_o=T_j=L_{omax}-L_{omin}=J_{max}-J_{min}=$
$=0{,}031-0{,}009=0{,}022$ mm

$A_{so}=A_{s1m}-A_{i2r}=+0{,}011-$
$-(-0{,}020)=+0{,}031$ mm

$A_{io}=A_{i1m}-A_{s2r}=$
$=0-(-0{,}009)=+0{,}009.$

$T_o=A_{so}-A_{io}=0{,}022$mm.

Simbolic ajustajul este: ∅42H5/g5.

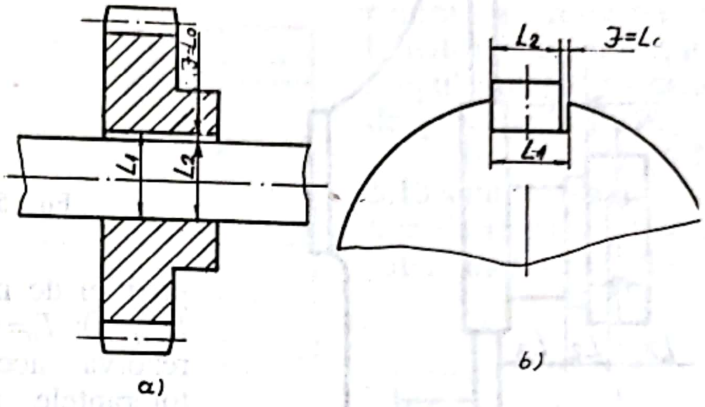


Fig. 5.8. Lanţuri de dimensiuni: a) lanţul de dimensiuni al ansamblului butuc-arbore; b) lanţul de dimensiuni la o îmbinare cu pană.

Lanţul de dimensiuni din fig. 5.8. b se rezolvă similar.

În fig. 5.9 este reprezentată o carcasă, având un arbore lăgăruit. Pe arbore este fixată o roată dinţată, care formează cu detaliile constructive ale monturii, lanţul de dimensiuni cu ecuaţia:

$$L_{1m}+L_{2m}-L_{3r}-L_{4r}-L_{5r}=L_o$$

$$L_{omax}=L_{1mmax}+L_{2mmax}-L_{3rmin}-L_{4rmin}-L_{5rmin}.$$

$$L_{omin}=L_{1mmin}+L_{2mmin}-L_{3rmax}-L_{4rmax}-L_{5rmax}.$$

$$T_o=L_{omax}-L_{omin}=A_{so}-A_{io}.$$

$$A_{so}=A_{s1m}+A_{s2m}-A_{i3r}-A_{i4r}-A_{i5r}$$

$$A_{io}=A_{i1m}+A_{i2m}-A_{s3r}-A_{s4r}-A_{s5r}.$$

În fig. 5.10 este reprezentat schematic un strung revolver care formează lanţul de dimensiuni: $L_o=L_{1m}+L_{2m}+L_{3m}-L_{4r}$, dacă $L_1=25$ mm; $L_2=60$ mm; $L_3=118$ mm; $L_4=203$ mm,

$L_o=25+60+118-203=0$ mm; L_o reprezentând necoaxialitatea dintre axa geometrică a universalului (portpiesă) şi axele geometrice ale lăcaşurilor de fixare a sculelor din dispozitivul revolver. Condiţia preciziei concentricităţii

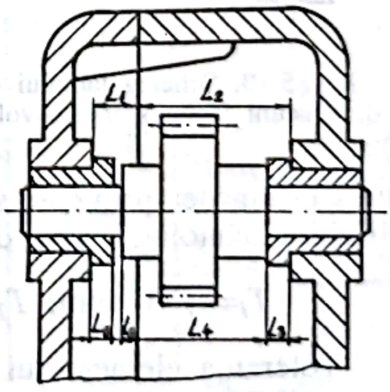
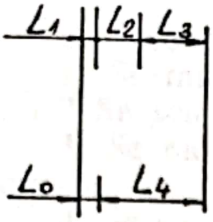


Fig. 5.9. Lanţul de dimensiuni pentru determinarea poziţiei roţii dinţate în carcasă.

Scanned with OKEN Scanner



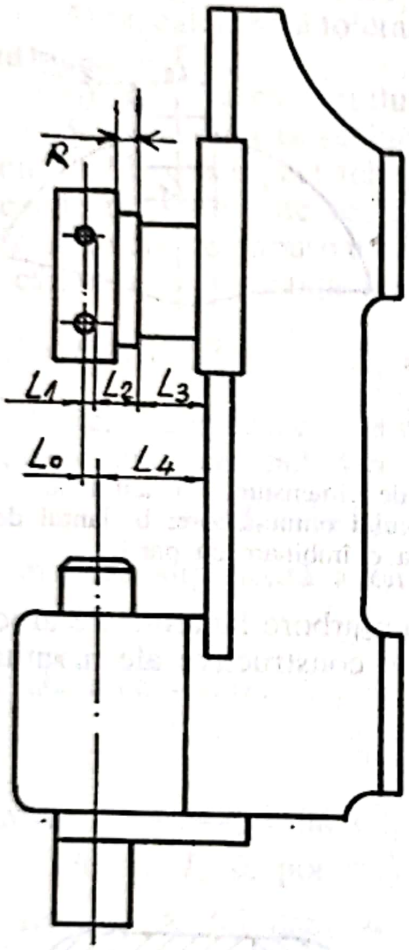


Fig. 5.10. Schema lanţului de dimensiuni la un strung revolver.

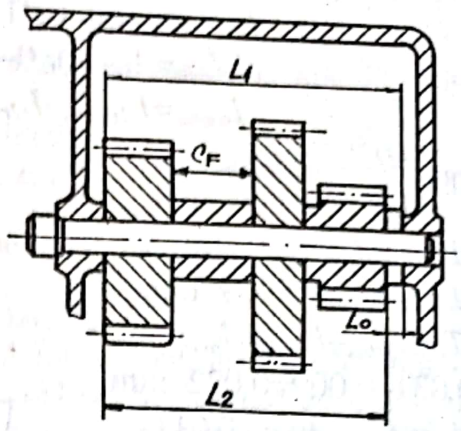


Fig. 5.11. Schema asamblării cu compensator fix.

poziţiei de mai sus este: L_{omax}=0,02 mm şi L_{omin}=0; $T_o=L_{omax}-L_{omin}$=0,020 mm. Pentru a rezolva această condiţie şi repartizând toleranţele proporţional cu lungimile în cauză, ar rezulta următoarele valori:

T_1=0,002 mm; T_2=0,002 mm; T_3=0,004 mm; T_4=0,012 mm

valori ale toleranţelor extrem de exagerate, total imposibil de realizat chiar la disponibilităţi financiare enorme. Valorile ar îndeplini condiţia analitică:

$$T_o=T_1+T_2+T_3+T_4=0{,}02 \text{ mm}=$$
$$=0{,}002+0{,}002+0{,}004+0{,}0012.$$

Problema sub aspect analitic este o inepţie tehnică (dimensiunea cea mai importantă cu toleranţa sa T_o=0,02 mm este şi cea mai imprecisă (toleranţele verigilor componente T_1, T_2, T_3, T_4 fiind mai mici). Soluţia este aceea prin care se va construi strungul cu toleranţe (T_1...T_4) comode, realizabile tehnologic fără dificultăţi deosebite.

T_1=0,010 mm; T_2=variabil; T_3=0,100 mm; T_4=0,200 mm.

Toleranţa elementului de închidere va fi atunci

$$T_o=10+\text{variabil}+100+200=$$
$$=310 \text{ mm}\pm\text{variabil}=0.31 \text{ mm}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Pentru a realiza valoarea T_0=0,02 mm (mărime impusă de condiţia de precizie a performanţelor strungului), se va:

– Regla dimensiunea L_2 prin placa de reglaj R

– Ajusta dimensiunea L_0 prin placa de ajustaj R.

În fig. 5.11 este reprezentată o carcasă cu un arbore lăgăruit şi trei roţi dinţate montate. Lanţul de dimensiuni este $L_0=L_{1m}-L_{2r}$. Pentru a regla cu precizia necesară valoarea L_0, se foloseşte un compensator fix, de lungime C_F. Lungimea compensatorului fix se realizează la valoarea analitică pentru a respecta valabilitatea ecuaţiei lanţului, în scopul satisfacerii condiţiei de precizie a lui L_0.

În figurile 5.12 şi 5.13 sunt reprezentate montaje de reglare cu compensator mobil. În fig. 5.12,

Tabelul 5.3

Ajustaje preferenţiale

	H6	H7	H8	H9	H10	H11	H12
a			a9			a11	
b			b9			b11	b12
c		c8	c9			c11	
d		d8	d9	d10	d10	d11	
e	e7	e8	e9				
f	f6	f7	f8	f9			
		f6					
g	g5	g6					
h	h5	h6	h8	h9	h10	h11	h12
			h7				
j	j5	j6	j7				
k	k5	k6	k7				
m	m5	m6	m7				
n	n5	n6	n7				
p	p5	p6	p7				
r	r5	r6	r7				
s	s6	s6	s7				
t	t5	t6					
u	u5	u6	u7				
v	v5	v6					
x	x5	x6	x7				
y		y6	y7				
z		z6	z7				

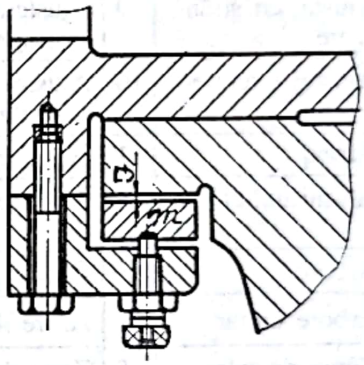


Fig.5.12. Reglarea jocului cu compensator mobil.

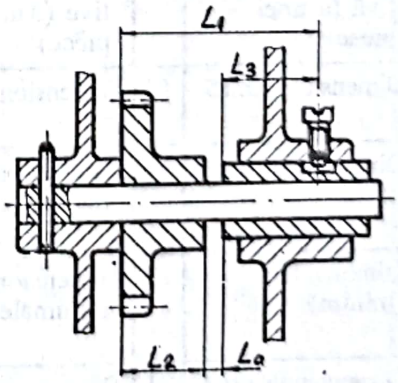


Fig.5.13. Asamblarea cu compensator mobil.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul pentaglot al unor termeni uzuali din domeniu* *Tabelul 5.4*

Termenul	Pct.	Termenul în limba			
		franceză	engleză	germană	rusă
Abatere	1	Écart	Deviation	Abmass	Отклонение
Abatere efectivă	2	Écart effectif	Actual deviation	Ist-Abmass	Действительное отклонение
Abatere fundamentală	3	Écart fondamental	Fundamental deviation	Grundabmass	Основное отклонение
Abatere inferioară	4	Écart inférieur	Lower deviation	Unteres Abmass	Нижнее отклонение
Abatere superioară	5	Écart supérieur	Upper deviation	Oberes Abmass	Верхнее отклонение
Abateri limită	6	Écarts limites	Limits of deviation	Grenzabmasse	Предельные отклонения
Ajustaj	7	Ajustament	Fit	Passung	Посадка
Ajustaj cu joc	8	Ajustament avec jeu	Clearance fit	Spielpassung	Посадка с зазором
Ajustaj cu strângere	9	Ajustement avec serrage	Interference fit	Presspassung	Посадка с натягом
Ajustaj intermediar	10	Ajustement incertain	Transition fit	Übergangspassung	Переходная посадка
Alezaj	11	Alésage	Hole	Bohrung	Отверетие
Alezaj unitar	12	Alesage normal	Basic hole	Einheitsbohrung	Основное отверетие
Arbore	13	Arbre	Shaft	Welle	Вал
Arbore unitar	14	Arbre normal	Basic shaft	Einheits welle	Основной вал
Câmp de toleranţă	15	Zone de tolérance	Tolerance zone	Toleranzfeld	Поле допуска
Dimensiune	16	Dimension	Size	Mass	Размер
Dimensiune efectivă (a unei piese)	17	Dimension effective (d'une piecé)	Actual size (of a part)	Istmass (eines Werkstückes)	Действительный размер (детали)
Dimensiuni limită	18	Dimension limite	Limit of size	Grenzmass	Предельный размер
Dimensiune maximă	19	Dimension maximale	Maximum limit of size	Grösstmass	Наибольший предельный размер
Dimensiune minimă	20	Dimension minimale	Minimum limit of size	Kleinstmass	Наименьший предельный размер
Dimensiune nominală	21	Dimension nominale	Basic size	Nennmass	Номинальный размер

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 5.4 (continuare)

Termenul	Pct.	Termenul în limba			
		franceză	engleză	germană	rusă
Dimensiune nominală (a unui ajustaj)	22	Dimension nominale (d'un ajustement)	Basic size (of a fit)	Nennmass (einer Passung)	Номинальный размер (соединения)
Joc	23	Jeu	Clearance	Spiel	Зазор
Joc maxim	24	Jeu maximal	Maximum clearance	Grësstspiel	Наибольший зазор
Joc minim	25	Jeu minimal	Minimum clearance	Kleinstspiel	Наименьший зазор
Limita NU TRECE	26	Limite N'ENTRE PAS	NOT GO limit	Ausschusseite	Предель непроходный
Limita TRECE	27	Limite ENTRE	GO limit	Gutseite	Предель проходный
Linia zero	28	Ligne zéro	Zero line	Nullinie	Нулевая линия
Precizie	29	Qualité	Grade of tolerance	Qualität	Квалитет
Sistem de ajustaje	30	Systéme d'ajustements	Fit system	Passungssystem	Система посадок
Sistem de toleranţe	31	Systéme de tolérances	Limit system	Toleranzsystem	Система допусков
Sistemul alezaj unitar	32	Systéme d'ajustements á alésage normal	Hole-basis system of fits	System der Einheitsbohrung	Система отверстия
Sistemul arbore unitar	33	Systéme d'ajustements á arbre normal	Shaft-basis system of fits	System der Ein heitsweile	Система вала
Strângere	34	Serrage	Interference	Übermass	Натяг
Strângere maximă	35	Serrage maximal	Maximum interference	Grösstübermass	Наибольший натяг
Strângere minimă	36	Serrage minimal	Minimum interference	Kleinstübermass	Наименьший натяг
Toleranţa	37	Tolérance	Tolerance	Toleranz	Допуск
Toleranţa ajustajului	38	Tolérance d'ajustement	Variation of fit	Passtoleranz	Допуск посадки
Toleranţa fundamentală	39	Tolérance fondamentale	Standard tolerance	Grundtoleranz	Основной допуск
Unitate de toleranţă	40	Unité de tolérance	Standard tolerance unit	Toleranzeinheit	Единица допуска

Scanned with OKEN Scanner

reglarea interstiţiului J se face cu ajutorul unei asamblări filetate care deplasează placa m. În fig. 5.13., realizarea elementului de închidere L_0 se reglează prin deplasarea axială a lungimii L_3, care se fixează cu o asamblare filetată.

În tabelul 5.3 sunt reprezentate unele ajustaje preferenţiale, care sunt marcate astfel:

- preferinţe de ordinul 1
- preferinţe de ordinul 2
- preferinţe de ordinul 3
- ajustaje nepreferenţiale (însă admise)
- soluţii nestandardizate (admise).

Tabelul are rol pur informativ, este învechit şi nu mai corespunde exigenţelor tehnicii actuale. Din moment ce sunt admise soluţii nepreferenţiale sau chiar nestandardizate, în oarecare măsură tabelul 5.3. şi-ar pierde rolul, în aparenţă deoarece respectarea propunerilor cu unele derogări (dictate de dezvoltarea istorică a tehnicii) aduce după sine avantaje privind:

- uzinajul, sub aspectul utilizării sculelor şi dispozitivelor
- controlul, sub aspectul utilizării calibrelor
- asigurarea pieselor de schimb.

Observaţie: În prezent se utilizează şi clase de precizie mai avansate decât clasa a 6-a. (În mecanica fină de la 1...10). De asemenea în ultimul timp au fost introduse ajustaje cu două litere. În fondul problemei, pe seama angajamentului responsabilităţii proprii, proiectanţii nu au îngrădiri speciale. Important este ca produsul să răspundă în condiţii optime învestiturii funcţionale care i-a fost acordată şi să se poată realiza la cel mai scăzut cost posibil.

În tabelul 5.4. sunt redate echivalenţele lingvistice ale unor termeni uzuali din domeniu Obs*: în bună parte termenii au fost modificaţi mai mult sau mai puţin justificat, mai apropiaţi de încărcătura semantică cu care au fost învestiţi sau mai străini de aceasta. Deoarece I.S.O. permite limbilor naţionale să folosească termenii proprii, cei consideraţi "de cuvinţă" în fiecare limbă, autorul opiniază a folosi pe plan naţional termenii şi abreviaţiunile indicate în lucrarea de faţă. Pentru traduceri într-una dintre limbile din tabelul pentaglot (gr. cinci limbi) se vor folosi termenii indicaţi în tabel. Pentru traducere în termeni de valabilitate internaţională se foloseşte limba engleză combinată cu limba franceză (vezi STAS-ul respectiv), 8101-88...8110...88 în care însă noii termeni propuşi sunt redaţi în limba română.

BIBLIOTECA TEHNICĂ
„DIMITRIE LEONIDA"
IAŞI

Scanned with OKEN Scanner

BIBLIOGRAFIE

1. Bagiu, L.; Ţigănoiu, A. – *Îndrumar pentru lucrări de laborator "Toleranţe şi măsurări tehnice"* – IPTVT 1968
2. Bagiu, L. – *Toleranţe şi măsurări tehnice* – curs – IPTVT 1975
3. Bagiu, L.; Ţigănoiu, A.; David, I. – *Îndrumar de lucrări de laborator de "Toleranţe şi măsurări tehnice"* – IPTVT 1978
4. Bagiu, L.; David, I. – *Control tehnic* – curs – IPTVT 1980
5. Bagiu, L; Becheanu, G. – *Metodă de stabilire a preciziei de prelucrare a asamblărilor mobile.* Simpozion Tehnomus Suceava 1987
6. Bagiu., L. – *Metodă de proiectare a ajustajelor cu joc, în construcţiile de mecanică fină.* Al V-lea Simpozion Naţional de mecanisme şi transmisii mecanice MIM 88, Cluj-Napoca 1988
7. Bagiu, L. – *Metodă de stabilire a preciziei de prelucrare a asamblărilor fixe prin strângere.* Robot 88, MTM, Cluj-Napoca 1988
8. Bagiu, L.; Becheanu, G. – *Metodă de proiectare a ajustajelor mobile.* Al V-lea Simpozion Naţional de Mecanisme, MTM-80, Cluj-Napoca 1988
9. Bagiu, L. – *Metodă de proiectare a ajustajelor intermediare.* A VI-a Conferinţă de "Procese şi utilaje de prelucrare la rece", Timişoara 1989
10. Bagiu, L.; David, I. – *Toleranţe şi ajustaje* – curs – IPTVT 1989
11. Bagiu, L.; David, I.; Becheanu, G. – *Îndrumar de lucrări de laborator* – IPTVT 1989
12. Bagiu, L.; Becheanu, G.; Becheanu, C. – *Die Wahrscheimlichen Passungen (die Practische Toleranz) bei einer eingehanden Untersuchung der Bearbeitgeneinigkeit der Maschinenheile durch die Hauregelung der Maschinen* PUPR 1989
13. Bagiu, L. –*Toleranţe şi măsurări tehnice*, Vol. I – curs – U.T.T. 1992
14. Bagiu, L.; David, I; Vasi, D. – *Relaţii biconjecturale spontane la distribuţia ajustajelor intermediare;* A VI-a Conferinţă de inginerie a materialelor, Tel-Aviv, Israel 1993
15. Bagiu, L. – *Proiectarea ajustajelor intermediare.* Simpozion Tehnomus, Suceava 1993
16. Bagiu, L., Vasi, D. – *Corecţia ajustajelor intermediare prelucrate prin reglare manuală a maşinilor unelte.* Simpozion Tehnomus, Suceava 1993
17. Bagiu, L. – *Studiu prin experimentul industrial, asupra structuralizării condiţiei de distribuţie a abaterilor de dimensiune, consecinţe şi corecţii.* A VI-a Conferinţă de Tehnologii neconvenţionale în prelucrarea materialelor în construcţia de maşini (C.T.N. P.M. CM) Timişoara 1993
18. Bagiu, L. – *Aserţiuni preliminarii asupra tendinţei preferenţiale de distribuţie a abaterilor de dimensiune şi consecinţele imanente fenomenului.* A VI-a C.T.N.P.M.C.M. – Timişoara 1993
19. Bagiu, L.; Vasi, D; David, I. – *Statutul ajustajelor ale căror valori proiectate scad funcţional sub valorile minimum admisibile.* A VI-a C.T.N.P.M.C.M., Timişoara 1993
20. Baron, T. – *Metode statistice pentru analiza şi controlul calităţii produselor.* Ed. Tehnică, Bucureşti 1988

Scanned with OKEN Scanner

21. Chișiu; A; Matieșan, D; Mădărășan, T.; Pop, D. – *Organe de mașini.* Ed. Ped. București 1981
22. Cojereanu, P; Bagiu, L. – *Cercetări experimentale asupra îmbinărilor cu strângere.* B.S.T. IPT. 1977
23. David, I.; Bagiu, L. – *Mijloace mecanice și hidropneumatice de măsurări și control.* Univ. Tehn. 1991
24. David, I; Bagiu, L. – *Toleranțe și măsurări tehnice*, Vol. II – curs – U.T.T. 1992
25. Demian, T. ș.a. – *Bazele proiectării aparatelor de mecanică fină*, vol. I și II, Ed. Tehnică, București 1984 și 1986.
26. Demian, T.; Pascu, A. – *Lagăre și ghidaje pentru aparate.* Editura Academiei, București 1980
27. Dragu, D. – *Toleranțe și măsurători tehnice.* Ed. Didactică și Pedagogică – București 1974
28. Dragu, D.; ș.a. – *Toleranțe și măsurări tehnice.* Ed. DID. PED. 1982
29. Dragu, D.; Bădescu, Gh.; Sturzu, A; Militaru, C.; Popescu, I.: – *Toleranțe și măsurări tehnice.* Ed. DID. PED. 1983
30. Dunaev, P.F. – *Lanțuri de dimensiuni.* Ed. Tehn. 1958
31. Dunaev, P.F. – *Lanțuri de dimensiuni* (trad. L. Rusă) ED. TEHN. București 1978
32. Gafițanu, M. ș.a. – *Organe de mașini*, Vol. I și II, Editura Tehnică, București 1983
33. Gheorghiu, N. – *Organe de mașini.* Lit.IPT 1978
34. Iliescu, D.; Vodă, V. – *Statistică și toleranțe.* ED. TEHN. București 1977
35. Iliescu, I. –*Controlul calității loturilor de producție.* ED. TEHN. București 1982
36. Ivănescu, I; ș.a. – *Statistica.* ED.DID.PED. București 1980
37. Mădăraș, L. – *Organe de mașini.* Lit. Univ. Tehn. Timișoara 1991
38. Mihoc, Gh.; Firescu, D. – *Statistica matematică,* Editura Didactică și Pedagogică, București, 1966
39. Mihoc, Gh.; Craiu, V. – *Tratat de statistică matematică*, Vol. I, Ed. Academiei București 1976
40. Panaite, V.; Munteanu, R. – *Controlul statistic și fiabilitate.* ED.DID.PED. București 1982
41. Pavel, A. – *Elemente de inginerie mecanică.* Editura Didactică și Pedagogică, București 1981
42. Rabinovici, I – *Toleranțe și ajustaje*, Vol. I și II, Ed. Tehnică 1971
43. Rabinovici, I.; Anghel, A.; Nibeleanu, St. – *Toleranțe și ajustaje* (Vol. II) ED.TEHN. București 1989
44. Săveanu, I.; Băcanu, I.; Maglaviceanu, I. – *Culegere de probleme de toleranțe, ajustaje, calibre.* ED. TEHN. București 1975
45. Ștefănuță, E. – *Calitatea suprafețelor prelucrate.* ED.TEHN. București 1966
46. Tănăsescu, F. – *Agenda tehnică.* Editura Tehnică București 1990
47. Tiron, M. – *Prelucrarea statistică și informațională a datelor de măsurare.* ED. TEHN. București 1977
48. Tovissi, L; Vodă, V. – *Metode statistice –aplicații în producție*, Ed. St. și Enciclopedică, București 1982
49. Vasi, D. – *Proiectarea și calculul ajustajelor fixe prin strângere la rece.* Referat doctorantură, Timișoara, 1992
50. Vasi, D.; Bagiu, L. – *Corecția ajustajelor intermediare prelucrate automat*, Simpozion Tehnomus, Suceava, 1993
51. Vasi, D.; Bagiu, L.; David, I. – *Condiția reașezării raportului dimensiunilor de contact, la ajustajele cu strângere, care se situează funcțional sub valoarea minimului admisibil al caracteristicii de asamblare,* A VI-a C.T.N.P.M.C.M., Timișoara, 1993
52. Vasilică, Gh.; Bîta, O. – *Procese de lubrificație, frecare și uzură la suprafețele metalice.* Ed. Acad., București 1967
53. Vogelpohl, G. – *Betriebssichere Gleitlager*, Springen – Verlag 1958
54. Worting, A.G.; Geffner, I. – *Prelucrarea datelor experimentale.* Ed. Tehn. București 1959
* * * – *Toleranțe și ajustaje (standard și comentarii),* Ed. Tehnică, București 1969
* * * – *Organe de mașini –organe de asamblare*, 55; Organe de mașini – organe de transmisie; lagăre, 56; Colecție standarde; Ed. Tehnică, București 1965.
* * * – *Organe de mașini* –Colecție STAS –Ed. Tehnică, București 1983
* * * – *Organe de mașini,* Vol. III, Standarde noi sau revizuite; Colecție standarde; Ed. Tehnică, București 1986
* * * – *Colecția Standardelor de Stat* 1988.

Scanned with OKEN Scanner

CUPRINS

Prefaţa 5

Introducere 7

CAPITOLUL 1

PRECIZIA PRELUCRĂRII PIESELOR 11

1.1. Precizia dimensiunilor 12

1.1.1. Dimensiuni. Terminologie 12

1.1.1.1. Dimensiune 12

1.1.1.1.1. Dimensiune efectivă 12

1.1.1.1.2. Dimensiune limită 12

1.1.1.1.3. Dimensiune maximă 12

1.1.1.1.4. Dimensiune minimă 12

1.1.1.1.5. Dimensiune nominală 12

1.1.2. Abateri. Terminologie 18

1.1.2.1. Abateri 18

1.1.2.1.1. Abatere efectivă 18

1.1.2.1.2. Abatere limită 18

1.1.2.1.3. Abatere superioară 18

1.1.2.1.4. Abatere inferioară 18

1.1.2.1.5. Abatere fundamentală 18

1.1.3. Toleranţe. Terminologie 19

1.1.3.1. Toleranţă 19

1.1.3.1.1. Toleranţă fundamentală 19

1.1.3.1.2. Treaptă de toleranţă 20

1.1.3.1.3. Câmp de toleranţă 20

1.1.3.1.4. Clasă de toleranţă 20

1.1.3.1.5. Început şi sfârşit de câmp de toleranţă 20

1.1.3.1.5.1. Dimensiune la maximum de material 20

1.1.3.1.5.2. Dimensiune la minimum de material 20

1.1.4. Poziţia câmpului de toleranţă 21

Scanned with OKEN Scanner

1.1.5. Mărimea câmpului de toleranţă 24
1.1.6. Ajustaje. Terminologie 26
1.1.6.1. Ajustaj 26
1.1.6.1.1. Alezaj 26
1.1.6.1.2. Arbore 26
1.1.6.2. Ajustaj cu joc 29
1.1.6.2.1. Joc 30
1.1.6.2.1.1. Joc minim 30
1.1.6.2.1.2. Joc maxim 30
1.1.6.3. Ajustaj cu strângere 30
1.1.6.3.1. Strângere 30
1.1.6.3.1.1. Strângere minimă 31
1.1.6.3.1.2. Strângere maximă 31
1.1.6.4. Ajustaj intermediar 31
1.1.6.5. Parametri ai ajustajului 31
1.1.6.5.1. Dimensiunea nominală a unui ajustaj 31
1.1.6.5.2. Toleranţa ajustajului 31
1.1.6.6. Relaţii fundamentale 31
1.1.6.7. Consideraţii generale privind calitatea produsului sub aspectul preciziei de prelucrare 36
1.1.7. Ajustaje probabile (toleranţa practică a ajustajelor) 76
1.1.7.1. Ajustajul probabil (toleranţa practică) la reglarea automată (a) a maşinilor-unelte 77
1.1.7.1.1. Ajustaje probabile (practice) la asamblările cu joc (regl. (a)) 77
1.1.7.1.1.1. Aserţiuni preliminarii 77
1.1.7.1.1.2. Valorile succesiunii regresive ale câmpurilor de toleranţă 79
1.1.7.1.1.3. Valorile coeficienţilor de regresie (Kr) şi de progresie (Kp) 81
1.1.7.1.1.4. Schema de variaţie regresivă a câmpurilor de toleranţă 82
1.1.7.1.1.5. Diagramele de distribuţie ale jocurilor 84
1.1.7.1.1.6. Exemplu de calcul numeric 85
1.1.7.1.2. Ajustaje probabile (practice) la asamblările cu strângere (regl. (a)) 91
1.1.7.1.2.1. Aserţiuni preliminarii 91
1.1.7.1.2.2. Valorile succesiunii regresive ale câmpurilor de toleranţă 101
1.1.7.1.2.3. Valorile coeficienţilor de regresie (Kr) şi de progresie (Kp) 103
1.1.7.1.2.4. Schema de variaţie regresivă a câmpurilor de toleranţă 103
1.1.7.1.2.5. Diagramele de distribuţie ale strângerilor 103
1.1.7.1.2.6. Exemplu de calcul numeric 103

Scanned with OKEN Scanner

1.1.7.1.3. Ajustaje probabile (practice) la asamblările intermediare (regl. ⓐ) 109
1.1.7.1.3.1. Aserţiuni preliminarii 109
1.1.7.1.3.2. Valorile succesiunii regresive ale câmpurilor de toleranţă 119
1.1.7.1.3.3. Valorile coeficienţilor de regresie (Kr) şi progresie (Kp) 123
1.1.7.1.3.4. Schema de variaţie regresivă a câmpurilor de toleranţă 123
1.1.7.1.3.5. Diagramele de distribuţie ale jocurilor şi strângerilor 125
1.1.7.1.3.6. Exemplu de calcul numeric 127
1.1.7.2. Ajustaje probabile (practice) la prelucrarea prin reglare manuală ⓜ a maşinilor-unelte 130
1.1.7.2.1. Ajustaje probabile (practice) la asamblările cu joc (regl. ⓜ) 130
1.1.7.2.1.1. Aserţiuni preliminarii 132
1.1.7.2.1.2. Valorile succesiunii regresive ale câmpurilor de toleranţă 135
1.1.7.2.1.3. Valorile coeficienţilor de regresie (Kr) şi progresie (Kp) 137
1.1.7.2.1.4. Schema de variaţie regresivă a câmpurilor de toleranţă 137
1.1.7.2.1.5. Diagramele de distribuţie ale jocurilor 137
1.1.7.2.1.6. Exemplu de calcul numeric 138
1.1.7.2.2. Ajustaje probabile (practice) la asamblările cu strângere (regl. ⓜ) 143
1.1.7.2.2.1. Aserţiuni preliminarii 143
1.1.7.2.2.2. Valorile succesiunii regresive ale câmpurilor de toleranţă 152
1.1.7.2.2.3. Valorile coeficienţilor de regresie (Kr) şi progresie (Kp) 153
1.1.7.2.2.4. Schema de variaţie regresivă a câmpurilor de toleranţă 154
1.1.7.2.2.5. Diagramele de distribuţie ale strângerilor 155
1.1.7.2.2.6. Exemplu de calcul numeric 155
1.1.7.2.3. Ajustaje probabile (practice) la asamblările intermediare (regl. ⓜ) 159
1.1.7.2.3.1. Aserţiuni preliminarii 159
1.1.7.2.3.2. Valorile succesiunii regresive ale câmpurilor de toleranţă 167
1.1.7.2.3.3. Valorile coeficienţilor de regresie (Kr) şi progresie (Kp) 168
1.1.7.2.3.4. Schema de variaţie regresivă a câmpurilor de toleranţă 169

Scanned with OKEN Scanner

1.1.7.2.3.5. Diagramele de distribuţie ale jocurilor şi strângerilor 169
1.1.7.2.3.6. Exemplu de calcul numeric 169
1.1.7.3. Ajustajul probabil (practic) la reglarea automată (la o piesă) şi manuală (la cealaltă piesă) cu montaj mixt (mx) 172
1.1.7.3.1. Ajustaje probabile (practice) la asamblările cu joc (mont. (mx)) 172
1.1.7.3.1.1. Aserţiuni preliminarii 172
1.1.7.3.1.2. Valoarea succesiunii regresive ale câmpurilor de toleranţă 174
1.1.7.3.1.3. Valorile coeficienţilor de regresie (Kr) şi progresie (Kp) 178
1.1.7.3.1.4. Schema de variaţie regresivă a câmpurilor de toleranţă 178
1.1.7.3.1.5. Diagramele de distribuţie ale jocurilor 178
1.1.7.3.1.6. Exemplu de calcul numeric 179
1.1.7.3.2. Ajustaje probabile (practice) la asamblările cu strângere (mont. (mx)) 181
1.1.7.3.2.1. Aserţiuni preliminarii 181
1.1.7.3.2.2. Valoarea succesiunii regresive ale câmpurilor de toleranţă 184
1.1.7.3.2.3. Valorile coeficienţilor de regresie (Kr) şi progresie (Kp) 184
1.1.7.3.2.4. Schema de variaţie regresivă a câmpurilor de toleranţă 185
1.1.7.3.2.5. Diagramele de distribuţie ale strângerilor 185
1.1.7.3.2.6. Exemplu de calcul numeric 185
1.1.7.3.3. Ajustaje probabile (practice) la asamblările intermediare (mont. (mx)) 186
1.1.7.3.3.1. Aserţiuni preliminarii 186
1.1.7.3.3.2. Valoarea succesiunii regresive ale câmpurilor de toleranţă 189
1.1.7.3.3.3. Valorile coeficienţilor de regresie (Kr) şi progresie (Kp) 191
1.1.7.3.3.4. Schema de variaţie regresivă a câmpurilor de toleranţă 191
1.1.7.3.3.5. Diagramele de distribuţie ale jocurilor 191
1.1.7.3.3.6. Exemplu de calcul numeric 191
1.1.8. Ajustaje termice 193
1.1.8.. . Ajustaje termice cu joc; relaţii fundamentale; corecţia ajustajelor 198
1.1.8.1.1. Ajustaje termice cu joc, la prelucrarea prin reglare automată (a) a maşinilor unelte 201
1.1.8.1.1.1. Condiţii definitorii 201
1.1.8.1.1.2. Model de analiză termică şi de corecţie (joc, prel. (a)) 202

Scanned with OKEN Scanner

1.1.8.1.1.3. Tratare 202
1.1.8.1.1.4. Exemple de calcul numeric 203
1.1.8.1.2. Ajustaje termice cu joc, la prelucrarea prin reglare manuală (m) a maşinilor unelte 203
1.1.8.1.2.1. Condiţii definitorii 203
1.1.8.1.2.2. Model de analiză termică şi de corecţie (joc, prel. (m)) 204
1.1.8.1.2.3. Tratare 204
1.1.8.1.2.4. Exemple de calcul numeric 204
1.1.8.1.3. Ajustaje termice cu joc (mont. (mx)) 205
1.1.8.1.3.1. Condiţii definitorii 205
1.1.8.1.3.2. Model de analiză termică şi de corecţie . 206
1.1.8.1.3.3. Tratare 206
1.1.8.1.3.4. Exemple de calcul numeric 206
1.1.8.2. Ajustaje termice cu strângere, relaţii fundamentale, corecţia ajustajelor 207
1.1.8.2.1. Ajustaje termice cu strângere, la prelucrarea prin reglare automată (a) a maşinilor unelte 208
1.1.8.2.1.1. Condiţii definitorii 208
1.1.8.2.1.2. Model de analiză termică şi de corecţie (strângere, prel. (a)) 209
1.1.8.2.1.3. Tratare 209
1.1.8.2.1.4. Exemple de calcul numeric 209
1.1.8.2.2. Ajustaje termice cu strângere, la prelucrarea manuală (m) a maşinilor unelte 210
1.1.8.2.2.1. Condiţii definitorii 210
1.1.8.2.2.2. Model de analiză termică şi de corecţie (strângere, prel. (m)) 211
1.1.8.2.2.3. Tratare 211
1.1.8.2.2.4. Exemple de calcul numeric 211
1.1.8.2.3. Ajustaje termice cu strângere, la montajul (mx) 211
1.1.8.2.3.1. Condiţii definitorii 211
1.1.8.2.3.2. Model de analiză termică şi de corecţie (strângere, prel. (mx)) 212
1.1.8.2.3.3. Tratare 212
1.2. Precizia formei geometrice 217
1.2.1. Metrologia dreptei şi a planului 217
1.2.2. Metrologia cilindrului 220
1.2.3. Abateri de la forma geometrică 221
1.2.3.1. La piese cilindrice nete 221
1.2.3.1.1. În secţiune transversală 221
1.2.3.1.2. În secţiune longitudinală 224
1.2.3.2. La piese delimitate de suprafeţe plane 226
1.2.3.2.1. Abaterea de la rectilinitate 226
1.2.3.2.2. Abaterea de la planitate 226
1.3. Precizia poziţiei reciproce a axelor şi a suprafeţelor 227

Scanned with OKEN Scanner

1.3.1. Noţiuni definitorii ale elementelor de poziţie reciprocă 227
1.3.2. Abateri de la poziţia reciprocă 228
1.3.2.1. Abaterea de la paralelism 228
1.3.2.2. Abaterea de la perpendicularitate 230
1.3.2.3. Abaterea de la înclinare 233
1.3.2.4. Abaterea de la coàxialitate şi abaterea de la concentricitate 234
1.3.2.5. Abaterea de la simetrie 235
1.3.2.6. Abaterea de la intersectare 236
1.3.2.7. Bătaia radială 236
1.3.2.8. Bătaia frontală 237
1.3.2.9. Bătaia axială 237
1.3.2.10. Abaterea de la poziţia nominală oarecare 238
1.3.3. Înscrierea pe desen a toleranţelor de formă şi poziţie 239
1.4. Starea suprafeţelor 242
1.4.1. Generalităţi 242
1.4.2. Geometria suprafeţei prelucrate 242
1.4.3. Terminologie 243
1.4.4. Rugozitatea 246
1.4.5. Notarea pe desen a valorilor admisibile ale rugozităţii 248
1.4.6. Elemente asupra cărora influenţează rugozitatea suprafeţelor 249

CAPITOLUL 2
SISTEMUL INTERNAŢIONAL ISO ŞI SISTEMUL NAŢIONAL DE TOLERANŢE ŞI AJUSTAJE STAS
2.1. Sistemul internaţional de toleranţe ISO 252
2.1.1. Caracteristicile sistemului de toleranţe ISO (STAS 8101-88) 252
2.1.1.1. Baza sistemului 252
2.1.1.1.1. Sistemul de ajustaj cu alezaj unitar 252
2.1.1.1.2. Sistemul de ajustaj cu arbore unitar 253
2.1.1.2. Toleranţă 253
2.1.1.3. Numărul unităţii de toleranţă 253
2.1.1.4. Unitatea de toleranţă 253
2.1.1.5. Limitele intervalelor de dimensiuni 254
2.1.1.6. Clasele de precizie, treptele de toleranţă 254
2.1.1.7. Temperatura de referinţă 255
2.1.1.8. Grupele de ajustaj 255
2.1.1.9. Felurile ajustajelor 255
2.1.1.10. Simbolizarea ajustajelor 257
2.1.2. Calculul abaterilor 259
2.1.3. Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje pentru mecanică fină 262
2.1.4. Nota de fundamentare 262
2.1.4.1. Generalităţi 265
2.1.4.1.1. Obiect şi domeniu de aplicare 265
2.1.4.1.2. Observaţii 266
2.1.4.1.3. Simbolurile toleranţelor şi ajustajelor 266

Scanned with OKEN Scanner

2.1.4.1.3.1. Trepte de toleranţă standardizate 266
2.1.4.1.3.2. Abateri 267
2.1.4.1.3.3. Clase de toleranţă 267
2.1.4.1.3.4. Dimensiune nominală 267
2.1.4.1.3.5. Ajustaj 267
2.1.4.1.4. Interpretarea unei dimensiuni tolerate 268
2.1.4.1.4.1. Desene tolerate conform principiului independeţei 268
2.1.4.1.4.2. Desene care nu sunt tolerate conform principiului independenţei 268
2.1.4.1.5. Reprezentare grafică 272
2.1.5. Baza sistemului ISO de toleranţe şi ajustaje 272
2.1.5.1. Generalităţi 272
2.1.5.1.1. Modul de aplicare a sistemului 272

CAPITOLUL 3
UTILIZAREA SISTEMULUI DE TOLERANŢĂ STAS (Proiectarea preciziei de prelucrare a pieselor perechi) 279
3.1. Stabilirea criteriilor de precizie de dimensiune 280
3.1.1. Stabilirea cotei nominale 280
3.1.2. Alegerea sistemului de ajustaj 281
3.1.2.1. Factorul economic 282
3.1.2.1.1. Costul prelucrării pieselor 282
3.1.2.1.2. Costul, şi costul de întreţinere a sculelor şi dispozitivelor 282
3.1.2.1.3. Costul verificatoarelor 282
3.1.2.2. Factorul constructiv 283
3.1.3. Alegerea (proiectarea) calităţii (clasei de precizie) 286
3.1.3.1. Calitatea asamblării 286
3.1.3.2. Gradul de determinare funcţional al asamblării 286
3.1.4. Alegerea grupei şi felului de ajustaj (generalităţi) 289
3.1.4.1. Alegerea grupei şi proiectarea felului de ajustaj cu joc .. 295
3.1.4.1.1. Alegerea grupei de ajustaj cu joc 298
3.1.4.1.2. Determinarea felului de ajustaj din grupa cu joc 299
3.1.4.1.2.1. Ajustajul cu joc "fix" 299
3.1.4.1.2.2. Ajustajul cu joc "mobil" 299
3.1.4.2. Alegerea grupei şi proiectarea felului de ajustaj cu strângere 348
3.1.4.3. Alegerea grupei şi proiectarea felului de ajustaj de trecere 401
3.2. Stabilirea criteriilor de precizie de formă geometrică, de poziţie reciprocă şi de netezime de suprafaţă 456

CAPITOLUL 4
NOŢIUNI DE BAZĂ DESPRE INTERSCHIMBABILITATE 470
4.1. Esenţa interschimbabilităţii şi scopurile ei 470

Scanned with OKEN Scanner

4.2. Clasificare; definiţii 470
4.2.1. Clasificare după gradul de complexitate 471
4.2.1.1. Interschimbabilitate totală 471
4.2.1.2. Interschimbabilitate limitată 471
4.2.2. Clasificare după locul de aplicaţie 472
4.2.2.1. Interschimbabilitate exterioară 472
4.2.2.2. Interschimbabilitate interioară 472
4.3 Legătura între interschimbabilitate şi fazele proceselor conexe 472

CAPITOLUL 5
LANŢURI DE DIMENSIUNI 474
5.1. Clasificare 474
5.2. Rezolvarea lanţurilor de dimensiuni liniare paralele 475
5.2.1. Problema directă 476
5.2.2. Problema inversă 476
5.2.3. Metoda de calcul practicată 485

Bibliografie 503

Scanned with OKEN Scanner

Lucrarea prezintă o valoare remarcabilă, oferind proiectantului şi tehnologului un domeniu cu subliniat caracter original, care le înzestrează posibilităţile de asigurare ale condiţiilor de prescriere şi realizare a normelor de precizie, de prelucrare şi de asamblare în construcţia de maşini.

Conţinutul oferă prezenţa consistentă a unei impecabile contribuţii – necesare şi reuşite – care concurează la acoperirea unui gol în domeniu.

Lucrarea este rezultatul unei experienţe şi practici de mai bine de patruzeci de ani de activitate şi acumulări ale autorului, considerat, pe drept cuvânt, ca unul din marii specialişti în domeniu.

Stilul expunerii este unul riguros auster, dar pigmentat discret şi rafinat cu terminologie tehnică consacrată, asigurând soliditatea constructivă, imanenţa pasiunii detaliului şi a forţei de sinteză a ideii, încă un motiv pentru care considerăm cartea aceasta o reuşită absolută în domeniu.

ISBN 973-9159-24-9